

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA

ANÁLISE DE CARGAS DINÂMICAS TORCIONAIS EM
ENXADA ROTATIVA ACIONADA POR TRATOR

PHILIPPUS C.A. SEGEREM

Orientador: Prof.Dr.OSCAR ANTONIO BRAUNBECK

Tese apresentada à Faculdade de
Engenharia de Alimentos e Agrí-
cola, da Universidade Estadual
de Campinas - UNICAMP - como par-
te dos requisitos exigidos para
obtenção do título de MESTRE EM
CIÊNCIAS.

1982

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Àos meus pais

Adrianus Segeren (em memória) e

Engelina D. Pals Segeren

AGRADECIMENTOS...

... à Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola - UNICAMP - pela oportunidade proporcionada;

... ao CNPq, pela assistência financeira;

... ao Departamento de Engenharia Mecânica, GEPRON e ao Centro de Tecnologia da UNICAMP pela assistência técnica;

... aos professores

Dr. Oscar Antonio Braunbeck, pela orientação deste trabalho;

Dr. Cheu Shang Chang e Dr. Inácio M. Dal Fabbro, pelo acessoramento;

... aos amigos

Antonio C. de O. Ferraz, Claudio B. Sverzut , Arnaldo Reyers, Sandoval F.da Matta, Tomás Aquino Ferreira , Maria V.D. Geest, Fernando Alvarez Mejía.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABELAS	i
ÍNDICE DE FIGURAS	ii
SIMBOLOGIA	iv
RESUMO	viii
SUMARY	x
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - OBJETIVOS	4
CAPÍTULO 3 -- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
3.1 - CONSTRUÇÃO DE UM TORQUÍMETRO	7
3.2 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO	11
3.3 - ENSAIOS COM DINAMÔMETROS	12
3.4 - ANÁLISE DO ESPECTRO DE FREQUÊNCIAS	14
CAPÍTULO 4 - MATERIAIS E MÉTODOS	18
4.1 - MATERIAIS - EQUIPAMENTOS	19
4.1.1 - TRATOR	19
4.1.2 - ENXADA ROTATIVA	19
4.1.3 - DINAMÔMETRO DE TORÇÃO (TORQUÍMETRO) ..	21
4.1.4 - ANEL COLETOR	22
4.1.5 - PONTE AMPLIFICADORA	23
4.1.6 - GRAVADOR DE FITA MAGNÉTICA	24
4.1.7 - REGISTRADOR OSCILOGRÁFICO	25
4.1.8 - ANALISADOR DE FOURIER	25
4.1.9 - MICRO-COMPUTADOR	25
4.1.10 - EQUIPAMENTOS PARA EXCITAÇÃO E REGISTRO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS	26

4.1.11 - ELEMENTOS PARA DETERMINAÇÃO DA RIGIDEZ GLOBAL DA TRANSMISSÃO	27
4.1.12 - PÊNDULO DE TORÇÃO	27
4.1.13 - BANCADA DE CALIBRAÇÃO	29
4.1.14 - PENETRÔMETRO	30
4.2 - MÉTODOS	30
4.2.1 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO	30
4.2.2 - REGISTRO DOS DADOS EM FITA MAGNÉTICA .	30
4.2.3 - REPRODUÇÃO DOS DADOS EM LABORATÓRIO ..	34
4.2.4 - FREQUÊNCIAS NATURAIS DO SISTEMA TORCIO NAL	35
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
5.1 - PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TORQUÍMETRO ...	46
5.2 - PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM CALIBRADOR DE TORQUE	48
5.3 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO	49
5.4 - ENSAIOS DE CAMPO	50
5.5 - ESPECTROS DE FREQUÊNCIAS	58
5.6 - ANÁLISE DOS ESPECTROS DE FREQUÊNCIAS	61
5.7 - DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS	64
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES	72
CAPÍTULO 7 - SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	75
CAPÍTULO 8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
APÊNDICES	83
APÊNDICE A	84
APÊNDICE B	89
APÊNDICE C	90

ÍNDICE DE TABELAS

TAB. Nº	TÍTULO	PAG.
4.1	Parâmetros Utilizados	33
4.2	Constantes de Rigidez e Momentos de Inércia	40
4.3	Constantes de Inércia e Rigidez da Fig.4.14	42

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG. Nº	TÍTULO	PAG.
3.1	Sistema Simplificado de Massa Mola	14
4.1	Componentes da Caixa de Transmissão da Enxada Rotativa	20
4.2	Transmissão por Correntes da Enxada Ro tativa	21
4.3	Dinamômetro de Torção	22
4.4	Torquímetro e Anel Coletor	23
4.5	Conjunto de Medição	24
4.6	Excitador Eletromagnético	26
4.7	Conjunto para Determinação das Frequên cias Naturais	27
4.8	Pêndulo de Torção	28
4.9	Bancada de Calibração	29
4.10	Curva de Calibração do Torquímetro	31
4.11	Constante de Rigidez Parcial e Global de Transmissão	37
4.12	Esquema do Sistema Torcional Simplifi cado	38
4.13	Esquema dos Eixos e Volantes do Siste ma de Transmissão	39
4.14	Sistema massa-mola equivalente ao Sis tema de transmissão de potência pela TDP	41
4.15	Acelerômetro	43

.../..

FIG. Nº	TÍTULO	PAG.
4.16	Pesquisa das Frequências Naturais	44
5.1	Ensaaios de Campo	51
5.2	Conjunto para Registro de Dados	51
5.3	Comportamento do Momento Torçor durante o Ensaio nº 1	52
5.4	Comportamento do Momento Torçor durante o Ensaio nº 2	53
5.5	Comportamento do Momento Torçor durante o Ensaio nº 3	54
5.6	Comportamento do Momento Torçor durante o Ensaio nº 4	55
5.7	Comportamento do Momento Tórçor durante o Ensaio nº 5	56
5.8	Espectro de Frequências no Ensaio nº 1	59
5.9	Espectro de Frequências no Ensaio nº 2	59
5.10	Espectro de Frequências no Ensaio nº 3	59
5.11	Espectro de Frequências no Ensaio nº 4	60
5.12	Espectro de Frequências no Ensaio nº 5	60
5.13	Espectro de Frequências no Ensaio nº 6	60
5.14	Espectro de Frequências no Ensaio nº 7	61

SIMBOLOGIA

SÍMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
A_c	Área da secção transversal do elo da corrente	m^2
b	Largura	m
b_e	Expressura da engrenagem	m
C_e	Coeficiente experimental de correção	-
C_c	Coeficiente de correlação	-
CI	Índice de Cone (Cone Index)	N/m^2
DC	Tensão Contínua	V
D_e	Diâmetro externo	m
D_i	Diâmetro interno	m
D_p	Desvio padrão	-
E	Módulo de elasticidade do material	N/m^2
E_c	Módulo de elasticidade dos elos da corrente	N/m^2
F	Força	N
F_e	Fator experimental de sensibilidade do dinamômetro	$mV/V-Nn$
F_p	Fator projetado de sensibilidade do dinamômetro	$mV/V-Nn$
FS	Fator de Segurança	-
f	Frequência de Oscilação Torcional	Hz
f_1	Primeira frequência natural	Hz
		.../.

SÍMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
f_2	Segunda frequência natural	Hz
f_n	Enésima frequência natural	Hz
f_c	Frequência de oscilação torcional de disco calibrado	Hz
f_h	Frequência de excitação da junta car <u>d</u> ânica (efeito hooke)	Hz
f_p	Frequência de excitação da corrente (efeito poligonal)	Hz
f_r	Frequência de oscilação torcional do rotor de facas	Hz
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
G	Módulo de elasticidade à torção	N/m^2
Gf	Fator do extensômetro (gage factor)	$\Omega/\Omega/m/m$
h	Altura do pé do dente (delendum)	m
I	Massa inercial (momento de inércia)	$Kg-m^2$
I_c	Massa inercial (momento de inércia) de calibração	$Kg-m^2$
I_R	Massa inercial (momento de inércia) do rotor de facas	$Kg-m^2$
J_0	Momento de inércia polar da secção transversal	m^4
K	Constante de rigidez torcional	$N-m/rad$
K_c	Constante de rigidez torcional trans <u>po</u> sto para a corrente	$N-m/rad$
K_g	Constante de rigidez torcional global	$N-m/rad$
		.../.

SÍMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
ℓ	Comprimento	m
m	Massa	Kg
M_t	Momento torçor aplicado	N-m
\overline{M}_t	Momento torçor médio (torque médio)	N-m
mV	Milivolts	10^{-3}
Nm	Rotação do motor do trator	rad/s
Nr	Rotação do rotor de facas	rad/s
Nt	Rotação da tomada de potência	rad/s
P	Potência	KW
P_M	Potência do Motor	KW
\overline{P}_M	Potência média	KW
PSD	Densidade Espectral (Power Spectral Density)	(N-m)
R_e	Raio externo do elemento sensível	m
R_i	Raio interno do elemento sensível	m
$R_{1,2,\dots,n}$	Relação entre o momento torçor máximo e médio do (n)enésimo ensaio	-
R_p	Raio primitivo da engrenagem	m
R_t	Relação de transmissão	-
t	Tempo	s
Tb	Ex ^s pressura do dente na base	m
U_a	Tensão de alimentação da ponte	V
U_p	Tensão amplificada pela ponte amplifi <u>i</u> cadora	V

SÍMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
U_s	Tensão de saída da ponte de Weantstone	mV
v_a	Velocidade de avanço	m/s
v_c	Velocidade da carta	m/s
v_f	Velocidade da fita magnética	m/s
ω_p	Módulo de resistência à torção	m ³
Z	Número de dentes	-
ϵ	Deformação específica	m/m
ϵ_g	Deformação específica do extensômetro	m/m
$\epsilon_{m\acute{a}x}$	Deformação específica máxima	m/m
ϵ_{45°	Deformação específica à 45° da direção axial	m/m
μ_{strain}	Deformação específica	10 ⁻⁶ m/l
ρ	Massa específica	Kg/m ³
σ	Tensão do material	N/m ²
σ_{adm}	Tensão admissível do material	N/m ²
σ_{rupt}	Tensão de ruptura do material	N/m ²
τ	Tensão de cisalhamento	N/m ²
τ_e	Tensão de escoamento por cisalhamento do material	N/m ²
π	Constante pi	3,1416
d	Diferencial	-
		...

RESUMO

Os sinais de torque na TDP do trator foram obtidos por um transdutor dinamométrico de torção, o qual utiliza como elemento sensível um eixo tubular, cujas deformações são acusadas por quatro extensômetros (strain-gage), colados na face externa do tubo, a 45° em relação à direção axial.

Os quatro extensômetros elétricos foram ligados de maneira a formar uma ponte de Weantstone, e alimentados por uma tensão DC; $U_a = 10$ Volts. A alimentação e o sinal elétrico correspondente ao torque foram colhidos da ponte através de anéis coletores especiais.

O equipamento de medição assim composto foi calibrado estaticamente, e posteriormente acoplado entre um trator de 44 CV e uma enxada rotativa com rotor de facas de largura $b = 1,40$ m e 32 facas em disposição helicoidal, ensaiada com rotação de $23,1$ rad/s. a $56,5$ rad/s. da TDP, em diferentes velocidades de avanço do trator, a saber: $V_{a1} = 0,45$ m/s. ; $V_{a2} = 0,65$ m/s. ; $V_{a3} = 1,98$ m/s.

Os sinais elétricos obtidos durante os ensaios foram amplificados 50 vezes e gravados em fita magnética para posterior reprodução e análise em laboratório.

Da análise do espectro de frequência deste sinal, notou-se a existência de frequências de excitação de 14 Hz , 18 Hz , 52,5 Hz e uma faixa de frequências naturais entre 17 e 21 Hz. As frequências naturais foram levantadas para o sistema torcional através de um excitador eletromagnético de

frequência controlável, colocados sob a faca do rotor. Desta forma, a ressonância foi detectada por um acelerômetro que indicava quando a frequência de excitação era a mesma da frequência natural do sistema.

A primeira frequência natural foi detectada a $f_1 = 19,4$ Hz.

SUMMARY

Torque signals from the PTO of the tractor were obtained from a dinamometric torque transducer.

The transducer consisted of four strain gages placed on the outer face of a hollow cilinder inclened 45° whith respect to its principal axis.

The strain gage were conected to form a Wheant stone Bridge, fed by a $U_a = 10$ V DC source. Feeding voltage and signals corresponding to torque were colected by special rings.

The equipment was then statically calibrated and placed between a 44 Hp Tractor and a Rotary Cultivator 1.40 m wide, having 32 knives on helicoidal disposition.

Tests were carried out at at PTO rotations of 23.1 to 56.5 rad/s for forward velocities of 0.45 m/s, 0.65 m/s and 1.98 m/s.

Electrical signals were amplified 50 times and magnetically recorded for further analysis.

The analysis of the data showed frequencies of 14.0 Hz, 18.0 Hz, 52.5 Hz and natural frequencies varying from 17.0 to 21.0 Hz.

Natural frequencies of the system were found through a magnetic exciter of variable frequency, placed under the knife of the rotor. Ressonance was detected by an acelerometer indicating when the exciting frequency coincided with the natural frequency of the system.

First natural frequency was detected at 19.4 Hz.

- 1 -

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

?

0

A transmissão da potência do motor de um trator para o seu implemento, através da Tomada de Potência (TDP), é vantajoso sob o ponto de vista da eficiência de transmissão e a possibilita o acionamento de componentes rotativos de alto dispendio de energia.

Por isso, desde quando foi introduzido, há 75 anos atrás, houve um aumento substancial no seu uso.

A contínua expansão deste método de transmitir potência ao implemento agrícola, requer uma transmissão livre de folhas mecânicas, tornando-se necessário conhecer o comportamento dinâmico da torção aplicada à TDP.

Avaliar o torque na TDP pode parecer uma operação simples, através da potência máxima do motor.

Assim, um trator de $P=33$ KW (44 CV) forneceria um torque de $M_t=580$ N-m (59,2 Kgf-m) a $N_t=56,5$ rad/s. (540 rpm) na TDP, na verdade existirão picos de torque de até duas ou mais vezes maior que o calculado desta forma, devido ao acúmulo de energia cinética em peças rotativas que estão no sistema e que quando desacelerados, impõem cargas torcionais.

Merlin Hansen [12] analisou o sistema de transmissão trator/implemento como um sistema massa-mola e conclui que os picos de torque dependem de vários fatores, tais como:

- 1) quantidade de energia acumulada nas componentes que giram do trator e do implemento;
- 2) rigidez dos eixos da transmissão;
- 3) potência na TDP;
- 4) potência requerida pelo implemento.

Depende também do número de cilindros do motor do trator, da curva de torque e potência do motor, da superalimentação do mesmo, de elementos que induzem uma excitação torcional no sistema, e das frequências naturais da transmissão.

Conhecer o comportamento dinâmico do torque é importante tanto para o projeto de máquinas agrícolas quanto para o dimensionamento dos seus elementos de transmissão.

Com dados sobre os picos máximos de torque que ocorrem numa transmissão, poderemos dimensionar as tensões máximas admissíveis que, juntamente com o torque médio, nos facilitam a escolha de um limitador de torque.

De uma análise do espectro das frequências que compoem uma curva de torque, poderemos identificar, e se possível corrigir, a causa desta excitação em uma frequência específica, reduzindo assim a sua presença na curva de torque.

Para se dimensionar os eixos contra falhas por fadiga, necessitamos dos gráficos de espectro de frequências (PSD : Power Spectral Density) e da distribuição de amplitudes, poique uma solicitação dinâmica aleatória pode ser desenvolvida num solicitação multinível e analisado pela teoria de Miner [10;22 de danos acumulativos em fadiga dos materiais.

O torque médio, obtido através da integração da curva de torque e a rotação do eixo em estudo, é necessário para a determinação da energia dispendida através da TDP na execução de uma determinada tarefa agrícola.

CAPÍTULO 2

OBJETIVOS

O trabalho foi realizado com os seguintes objetivos:

- 1) Projeto e construção de um dinamômetro de torção (torquímetro), acoplável à TDP de um trator, capacidade suficiente para um trator de $P=38$ KW (50CV), com resposta de frequência na faixa de $f=0$ à 80 Hz, e sensibilidade suficiente para que o sinal possa ser gravado em fita magnética.
- 2) Projeto e construção de um calibrador de torque de até 1470 N-m (150 Kgf-m).
- 3) Obter a curva de calibração do torquímetro.
- 4) Em ensaios de campos, obter sinais de torque e gravá-los em fita magnética, com uma máquina acoplada à TDP através do torquímetro.
- 5) Reproduzir em laboratório o sinal gravado e analisá-lo quanto aos picos máximos, torque médio e espectro de frequências do sinal.
- 6) Pesquisar a origem das frequências predominantes no sinal registrado.
- 7) Determinar as frequências naturais do sistema.

CAPÍTULO 3

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 - CONSTRUÇÃO DE UM TORQUÍMETRO

Para dimensionar um torquímetro, deve-se conhecer a intensidade do torque ao qual será submetido. Merlin Hansen [12], em 1952, pesquisou as cargas torcionais aplicadas à TDP por implementos agrícolas. Para várias combinações de tratores e implementos, foram tabelados os diversos torques obtidos (torque na partida com ou sem engate rápido, picos máximos de torque sob condições de operação severas e moderadas, assim como torque médio), sendo possível localizar uma condição extrema de torque para o dimensionamento. Desta forma, para um trator de $P=34$ KW (45 CV) com embreagem Standard, acoplado à um moinho a martelo, moendo espigas de milho, o pico máximo de torque em condições severas foi de $M_t = 1470$ N-m (150 Kgf-m ; 13.000 lbf-pol).

Muitos princípios de funcionamento foram utilizados. Richardson [26] utilizou um torquímetro hidráulico para medir o torque de acionamento de um cultivador rotativo. Blight [4] construiu um dinamômetro de torção com extensômetros colados à um bastão e submetidos à compressão. Taylor [30] experimentou extensômetros colados em lâminas engastadas que fletiam quando o torquímetro era solicitado.

Quanto à extensômetros colados em eixos, submetidos à torção, Burrough [6] e Shigley [28], afirmam que as deformações devidas à torção seriam máximas se fossem medidas segundo uma helicóide com inclinação de 45° em relação à direção axial, segundo a teoria do Círculo de Mohr.

Na direção das tensões principais, Perry [25] mostra

que a deformação é dada por:

$$\left[\epsilon_{45} = \frac{M_t \times R_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \quad (3.1)$$

A deformação máxima que o material suporta sem entrar na fase plástica pode ser determinada pela lei de Hooke modificada, Shigley [28] e Timoshenko [33].

$$\left[\epsilon_{\text{máx}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{E} \right] \quad (3.2)$$

A qual inclui as constantes características do material usado como elemento sensor. Bahasoean [1] usou aço inox contendo 4,5% de Níquel, 1,2% de Cromo e 0,35% de Carbono com propriedades: $\sigma_{\text{rupt}} = 110 \text{ Kgt/mm}^2$ e $\epsilon_{\text{máx}} = 0,2\%$.

O elemento sensível de seu torquímetro com $D_e = 41 \times 10^{-3} \text{ m}$ e $D_i = 37 \times 10^{-3} \text{ m}$ atingia uma tensão de cisalhamento de $127,4 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ (13 Kgf/mm^2) quando submetido ao torque $M_t = 588 \text{ N-m}$ (60 Kgf-m), afirmação que corresponde com a teoria clássica de resistência dos materiais,

$$\left[\tau = \frac{M_t}{\omega_p} \right] \quad (3.3)$$

onde:

$$\left[\omega_p = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{16 D_e} \right] \quad (3.4)$$

assim,

$$\tau = \frac{588 \times 16 \times 41 \times 10^{-3}}{\pi[(41 \times 10^{-3})^4 - (37 \times 10^{-3})^4]} =$$
$$= 129,1 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (13,17 \text{ Kgf/mm}^2)$$

Schoenleber, L.H. [27] usou um aço INOX AISI 8740 (0,55%N_i, 0,50%Cr; 0,25%M₀) endurecido através de tratamentos térmicos até 320° Brinell. Também neste trabalho foi observado que a deformação estava limitada à deformação máxima permissível para o extensômetro, o qual era de $\epsilon_{\text{máx}} = 1500 \mu\text{strain}$ ($\epsilon_{\text{máx}} = 0,15\%$). Outros (Blight [4]) citaram $\epsilon_{\text{máx}} = 3000 \mu\text{strain}$ e (Kühl [20]) $\epsilon_{\text{máx}} = 2000 \mu\text{strain}$, de acordo com a especificação do fabricante de extensômetros.

As técnicas de seleção e fixação dos extensômetros foram descritas em 1955 por Schoenleber [27] e modernizadas por Kühl [20] recentemente.

Fabricantes de extensômetros (Micro-Measurements, Philipps) recomendam a corrente máxima que pode passar pelo extensômetro, ficando assim estabelecida a tensão máxima de alimentação. Schoenleber [27] recomenda de 40 a 60 miliamperes.

Heth [18], em 1947, construiu um transdutor de torque usando quatro extensômetros (strain-gage) dispostos em X numa mesma face, sendo os terminais acoplados, de forma a gerar uma ponte de Wheatstone de quatro resistências (strain - gage), as quais, alimentadas e balanceadas adequadamente, geram um sinal proporcional ao momento torçor aplicado.

Em 1953, Burrough [6] melhorou a disposição dos exten

sômetros colando-os em hélice de 45° e defasados de 180° ao redor do eixo, eliminando-se assim efeito dos esforços axiais e de flexão.

O sinal elétrico que entra e sai da ponte está em forma giratória, e deve ser coletado através de escovas e anéis com pouca perda, para não distorcer medições feitas pelo transdutor. Burrough [6] construiu um anel coletor, com discos de cobre girando em celas fechadas e isoladas eletricamente, banhadas por metal líquido mercúrio. A resistência do conjunto variou de 0,0585 ohms em condições estáticas, para 0,0565 ohms à 2500 rpm (3,4%). Com o desenvolvimento da tecnologia foram aprimorados estes anéis coletores, sendo que atualmente já existem fabricantes especializados, utilizando escovas duplas de platina e anéis de cobre.

Schoenleber [27], preocupado com a baixa resposta de frequência do oscilógrafo de papel e tinta, sugeriu o uso de papéis eletro ou fotosensíveis com resposta de frequências de 80 Hz, normalmente não superadas em máquinas agrícolas.

Indústrias, como Spicer Albarus, obtiveram sinais de torque em papel fotosensível, cuja resposta de frequência era de 80 Hz.

Hilton [17], em seu trabalho, gravou com sucesso sinais de torque numa fita magnética para posterior reprodução à velocidades mais baixas em laboratório.

3.2 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO

Heth [18], em 1947, verificou a linearidade da deformação de extensômetros colados no meio de uma barra quadrada, apoiada nas extremidades e com cargas aplicadas no centro.

Há uma relação conhecida entre o torque aplicado e o sinal elétrico que sai da ponte de Weantstone devido ao desequilíbrio de resistências.

Assim, pela eq. (3.1), tem-se a deformação sofrida pelos extensômetros colados numa helicóide \hat{a} 45° , sendo a tensão elétrica que sai da ponte desequilibrada dada por:

$$[U_s = U_a \times G_f \times \epsilon] \quad (3.5)$$

segundo Jensen [19], para pontes completas de quatro extensômetros com deformações iguais a ϵ .

Desta forma, juntando as eqs. (3.1) e (3.4), resultará:

$$\left[\frac{U_s}{U_a} = G_f \times \frac{M_t \times R_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \quad (3.6)$$

Devido a erros de posicionamento do extensômetro, tolerância dimensional do elemento sensível, concentração de tensão, propriedades mecânicas do material e a resistência nos fios e anel coletor, deve-se introduzir um coeficiente experimental de correção C_e , que agrupa estes erros

$$\left[\frac{U_s}{U_a} = M_t \times \left[\frac{G_f \times R_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \times C_e \right] \quad (3.7)$$

Desta forma, para uma dada tensão de alimentação da ponte de Weantstone, tem-se que

$$[U_s = U_a \times M_t \times F_e] \quad (3.8)$$

onde F_e : fator de sensibilidade do dinamômetro.

$$\left[F_e = \frac{G_f \times R_e \times C_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \quad (3.9)$$

Jensen [19], em 1954, calibrou seu torquímetro e grafou os dados obtidos num gráfico: tração (Kgf) x leitura (micro ampêres), confirmando a linearidade do transdutor.

Blight [4] calibrou o seu torquímetro e linearizou os pontos num gráfico através do método estatístico de mínimos quadrados, Ostle [23], com um coeficiente de correlação $C_c = 0,998$ e um desvio padrão de $D_p = 0,0120$, indicando no gráfico a reta obtida e a faixa correspondente a ± 2 desvios padrões.

3.3 - ENSAIOS COM DINAMÔMETROS

Para ensaios em campo, necessita-se de uma fonte de energia elétrica para acionar os equipamentos, tais como: amplificadores de sinal, alimentação da ponte, gravador de fita magnética ou o osciloscópio.

Burrough [6], em sua pesquisa, utilizou um gerador de

60 Hz e 110 Volts, montado na própria máquina, e sugeriu o uso de carros dinamométricos rebocados, em caso de não haver espaço disponível para os instrumentos. Outros, como Jensen [19], localizaram os instrumentos ao lado do motor de um trator triciclo, sendo que a alimentação foi feita por baterias.

Schoenleber [27] usou um carro dinamométrico autopropelido, que se deslocava ao lado da máquina ensaiada. O equipamento de registro era um oscilógrafo de papel fotosensível à raios catódicos, modelo 304 H da Westinghouse, com velocidade de papel de $v_c = 0,025$ a $0,127$ m/s. (1 a 5 pol/s.), que conseguiu registrar, com bons resultados, dados em tempo real.

Alguns resultados de torque na TDP, com enxada rotativa, foram obtidos por Richardson [26], que colheu dados sobre a influência do passo de corte x , torque, ou potência consumida na TDP. Assim, torques médios de $\overline{M}_t = (98 \text{ a } 343)$ N-m e potências de $P = 3,8$ a $26,3$ KW eram normais para uma enxada rotativa de $b = 1,8$ m de largura.

Beeny [3] comparou estes dados em função do volume de solo revolvido, obtendo picos máximos de torque de até $M_t = 1354$ N-m (1000 lbf-in) e potência na faixa de $P = 3$ a 21 KW (4 a 28 CV).

Hendrik [3,4,5] pesquisou a influência de várias condições de trabalho, tais como solo, velocidades de avanço, velocidade tangencial do rotor, passo de corte, profundidade de corte, diâmetro do rotor, ângulo de ataque e folga da faca, numa enxada rotativa comercial de $b = 1,0$ m de largura e rotor com $D_e = 0,66$ m de diâmetro. Nesta pesquisa encontraram-se potências

consumidas pela máquina na faixa de $P = 1,5$ a 16 KW (2 a 21 HP).

3.4 - ANÁLISE DO ESPECTRO DE FREQUÊNCIAS

Desde 1952, Merlin Hansen [12] já associava os picos de torque que ocorrem nas transmissões de potência por TDP à inércia das partes girantes e à rigidez da linha de transmissão. Desta forma, indiretamente, já se referia à frequências naturais, que para um sistema massa-mola de um grau de liberdade resulta:

$$\left[f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K}{I}} \right] \quad (3.10)$$

conforme Hartog [13], ou Thomson [31].

Hilton [17], em 1973, equacionou em dois estágios o sistema massa-mola da transmissão por TDP, somando a rigidez interna do trator, separado por uma inércia combinada (cardan, engrenagens e eixos) e a soma da rigidez da transmissão do equipamento; considerou a inércia do volante do motor como sendo infinita (extremidade engastada) e a do rotor finita (extremidade livre), hipótese confirmada por Macduft [21], Fig. 3.1.

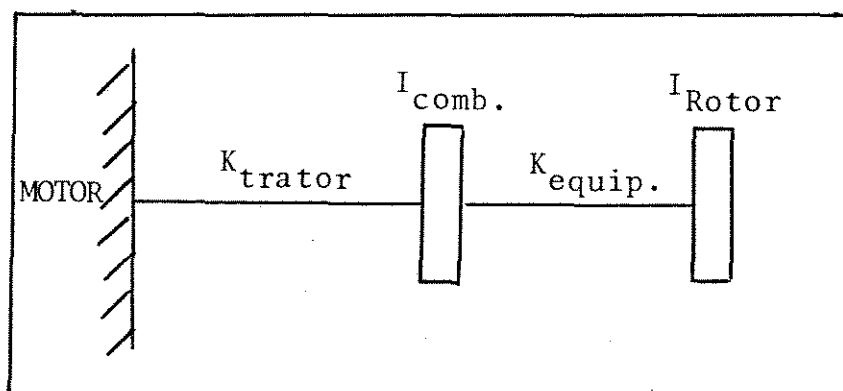


Fig. 3.1 - Sistema Simplificado de massa-mola que representa a transmissão proposta por Hilton

Desta forma, Hilton encontrou frequências naturais de $f_1 = 15,5 \text{ Hz}$ e $f_2 = 56,4 \text{ Hz}$.

Na determinação da rigidez da transmissão interna ao trator e implemento, foi utilizado um método simples, consistindo de um braço em balanço acoplado à TDP e carregado com pesos conhecidos, com a outra extremidade da transmissão travada. Mede-se assim a deformação angular sofrida pelo eixo para cada peso aplicado.

A constante de rigidez torcional (rigidez) e as massas inerciais (inércia) na linha de transmissão por TDP em tratores e implementos foram medidas por vários autores.

Crola [8] encontrou o valor de $K_g = 4100 \text{ N-m/rad}$ ($4,18 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$) para a rigidez global de enfardadeira acoplada num trator, medida no eixo de 540 rpm.

Hilton [17] encontrou os valores de $K = 6380 \text{ N-m/rad}$ ($56.500 \text{ lbf-in/rad}$) para a enxada rotativa, $K = 7136 \text{ N-m/rad}$ ($63.200 \text{ lbf-in/rad}$) para o trator. As inércias encontradas foram de $I = 0,325 \text{ Kg-m}^2$ ($2,88 \text{ lbf-pol-seg}^2$) para o implemento, e $I = 0,116 \text{ Kg-m}^2$ ($1,03 \text{ lbf-pol-seg}^2$) para o trator.

Merlin Hansen [12] obteve a rigidez global de várias combinações trator/implemento numa faixa de $K = (1987 \text{ a } 3161) \text{ N-m/rad}$ ($17.600 \text{ a } 28.000 \text{ lbf-pol/rad}$). As inércias encontradas foram de $I = (0,117 \text{ a } 0,697) \text{ Kg-m}^2$ ($1,034 \text{ a } 6,17 \text{ lbf-pol-seg}^2$) medidas no eixo de $N_t = 56,5 \text{ rad/s}$. (540 rpm).

Crola [8], em 1978, estudou as vibrações torcionais em eixos da TDP de um trator acoplado ao seu equipamento e equa

cionou o problema para um modelo simples de duas massas e um eixo elástico com relações de engrenagens na linha de transmissão.

Um método para descobrir as frequências naturais de um sistema complexo de vários estágios massa-mola foi encontrado por Holzer - (Thomson [31]), o qual soluciona o sistema por estágios e com auxílio de um computador digital se torna muito simples.

Hilton e Chesteney [17], trabalhando com uma enxada rotativa acoplada a um trator, constataram através do espectro de frequências (PSD - Power Spectral Density), Brüel & Kjaer [5] , ou Crandall [7], que a inclusão de um elemento resiliente na linha de transmissão elimina a importância de certas frequências (18 Hz) e as transfere a níveis inferiores (12 Hz).

Crola [8] analisou teoricamente a influência da junta cardânica (Junta Hooke-Shigley [28]), concluindo que esta introduz no sistema de transmissão uma frequência fundamental forçada, a qual é o dobro da frequência da rotação do eixo.

Crola e Chesteney [9] fizeram um estudo do espectro de frequências em 21 máquinas diferentes acopladas a TDP de um trator, apresentando os resultados em gráficos de torque x tempo, distribuição de amplitude x torque, e PSD x frequência, para essas máquinas, chegando a observar a importância da frequência gerada pela junta cardânica; que é igual a duas vezes a frequência de rotação do eixo (Shigley [29]). Neste trabalho também se notou que existem frequências geradas por elementos da máquina que entram em contato direto com o solo ou a palha, tais como facas, lâminas ou barras.

Shigley [28], em seu capítulo sobre correntes, descre
ve a presença do efeito chamado poligonal, mais intenso em en
grenagens para correntes, com menos de 17 dentes. Este "efeito
poligonal" introduz no sistema de transmissão uma frequência
forçada igual ao número de dentes \times a rotação do eixo da engre
nagem.

CAPÍTULO 4

MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 - MATERIAIS - EQUIPAMENTOS

4.1.1 - TRATOR

O trator utilizado foi um Massey-Ferguson, Modelo MF 235, com embreagem dupla adaptado do MF 255, câmbio de 8 velocidades para frente e duas para trás. As marchas utilizadas nos ensaios foram 1ª, 2ª e 3ª, com velocidades de avanço nominal ($N_m=57$ rad/s. ; 1500 rpm) , $v_a = 0,45$; $0,66$; $1,82$ m/s (1,62; 2,40; 6,55 Km/h) respectivamente e a tomada de potência (TDP) girando à $N_t = 56,55$ rad/s. (540 rpm) com relação de engrenamento Motor/Eixo TDP de $R_t = 50/18$ dentes

Motor do trator, Perkins 3 cilindros, diesel com rotação máxima de $N_m = 230,4$ rad/s. (2200 rpm) e rotação mínima de $N_m = 73,3$ rad/s. (700 rpm) e a máxima potência $P_m=31,4$ KW (42,7 CV) desenvolvido à $N_m = 210$ rad/s. (2000 rpm) e o momento torçor máximo $M_t = 153,9$ N-m (15,7 Kgf-m) à $N_m = 136,1$ rad/s. (1.300 rpm).

4.1.2 - ENXADA ROTATIVA

O implemento utilizado foi uma enxada rotativa, marca DONDI, com rotor de 32 facas em disposição helicoidal, sendo que duas facas tangem o solo simultaneamente (sete flanges centrais com quatro facas, e duas flanges laterais com duas facas) com rotações do rotor de $N_R = 23,14$; $20,73$; $18,64$; $16,76$ rad/s. . /221; 198; 178; 160 rpm) à $N_t = 56,55$ rad/s. (540 rpm) da TDP.

A transmissão é composta de uma caixa, onde estão locadas as engrenagens cambiáveis (17/20 ou 18/19 dentes), para se alterar

a rotação do rotor, onde também estão locadas as engrenagens cônicas helicoidais de 23 e 12 dentes, conforme mostra a Fig. 4.1.

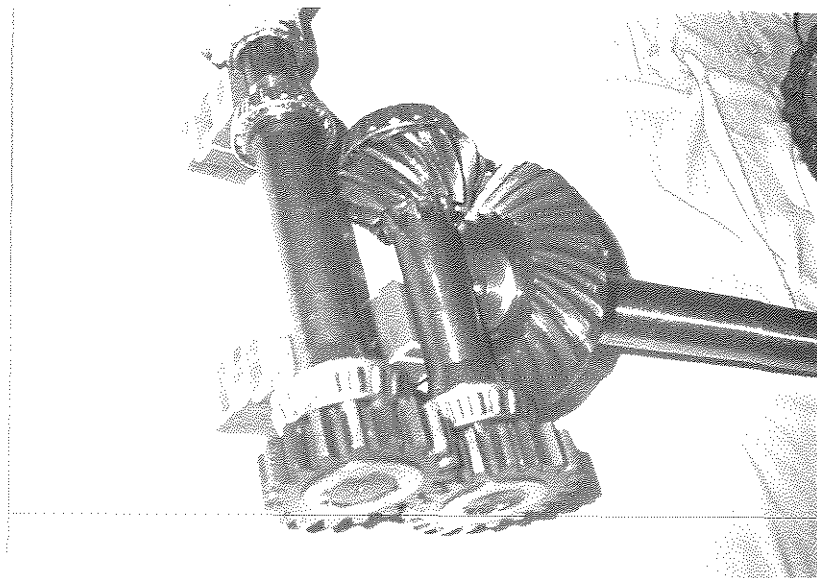


Fig. 4.1 - Componentes da caixa de transmissão da entrada rotativa, dentes retos com $R_t=18/19$ e dentes cônicos $R_t=12/23$.

Uma transmissão por correntes de passo normalizado ABNT 20A-1 (ANSI 100-1 de 1 1/4") e engrenagens para correntes de $Z=10$ e 15 dentes foi utilizada na transmissão de potência entre a caixa de engrenagens e o rotor (Fig. 4.2).

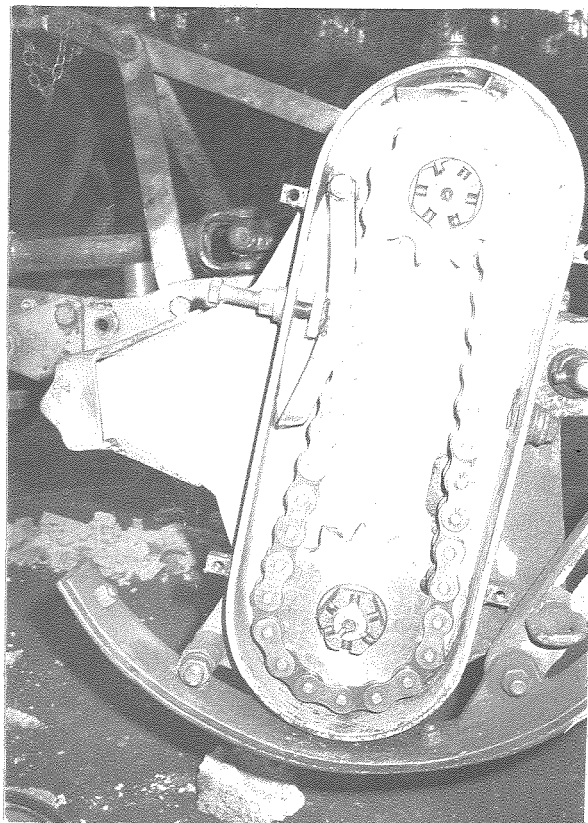


Fig. 4.2 - Transmissão por correntes da enxada rotativa - engrenagem superior (de 10 dentes) sai da caixa de transmissão. A engrenagem inferior (15 dentes) aciona o eixo do Rotor da enxada rotativa.

4.1.3 - DINAMÔMETRO DE TORÇÃO (TORQUÍMETRO)

O torquímetro foi construído com um elemento sensível tubular de INOX 304, soldado à uma luva e a um eixo, estriados segundo a padronização da ABNT P-PB-83 para tomada de potência.

A parte sensível do torquímetro tem diâmetros $D_{ext} =$

$45 \times 10^{-3} \text{ m}$ (45 mm); $D_{\text{int}} = 16,5 \times 10^{-3} \text{ m}$ (16,5 mm) e comprimento de $75 \times 10^{-3} \text{ m}$ (75 mm).

O comprimento total do torquímetro com luva, elemento sensível e eixo estriado é $\ell = 200 \times 10^{-3} \text{ m}$ (200 mm).

Quatro extensômetros (Micro-Measurements ED-DY-125AD - 350) foram colados conforme as técnicas usuais descritas pelos fabricantes e outros pesquisadores, conforme mostra a Fig. 4.3.

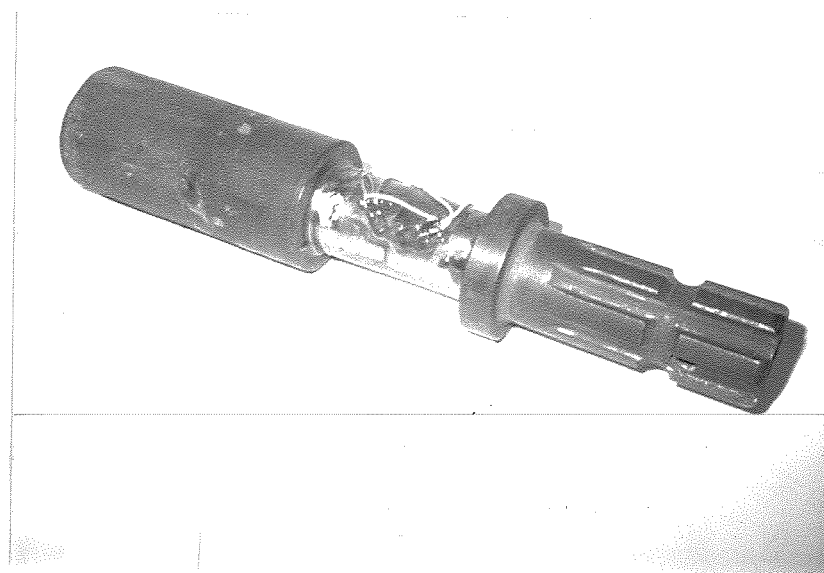


Fig. 4.3 - Dinamômetro de torção (torquímetro) acoplável à TDP de um trator agrícola

4.1.4 - ANEL COLETOR

O anel coletor (Lebow, Mod. 6129-4, ASSOC INC. TROY. Mich., EUA), de quatro canais, com duas escovas de platina por

canal, que deslizam sobre os anéis coletores de cobre.

O diâmetro de furo do anel coletor por onde passa o eixo do torquímetro é de $D_i = 50,8 \times 10^{-3} \text{ m}$ (2 pol) por um comprimento de $\ell = 100 \times 10^{-3} \text{ m}$ (100 mm), o qual está mostrado na Fig. 4.4, já montado sobre o torquímetro.

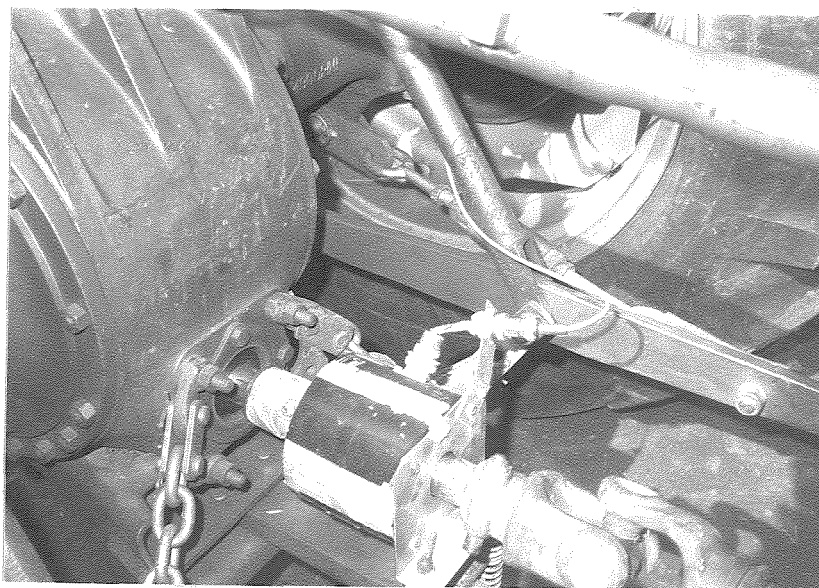


Fig. 4.4 - Torquímetro e anel coletor, acoplados à linha de transmissão

4.1.5 - PONTE AMPLIFICADORA

A ponte amplificadora, Modelo PR 9308, Carrier Frequency Bridge da Philipps, fornece $U = 1,2,5$ ou 10 em uma onda portadora de 5 KHz para a alimentação da ponte de Wheantstone, e amplifica o sinal com sensibilidades de tensões que vão desde $U_s = 0,1$ à 200 mV para fundo de escala, sendo que esta na saída

é $U_p = 1$ Volt em C.C. (Fig. 4.5, à esquerda).

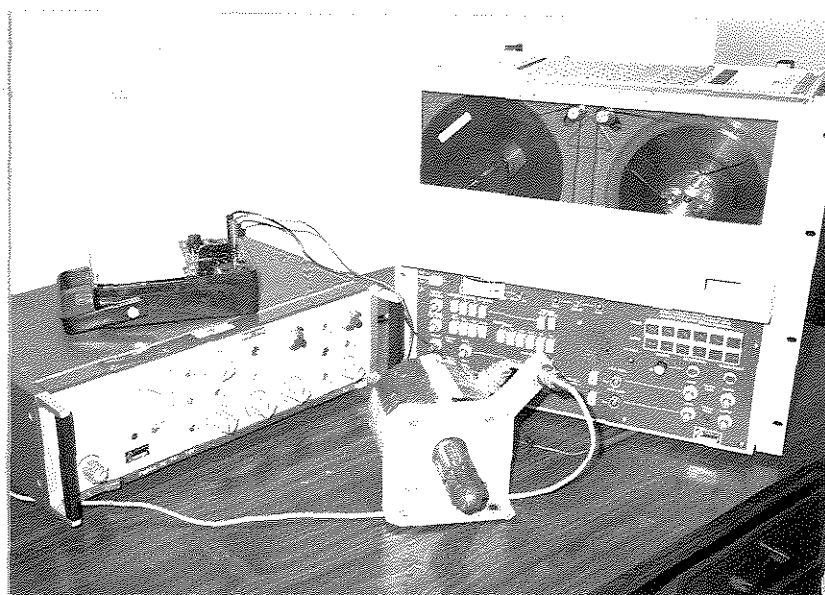


Fig. 4.5 - Conjunto de Medição e Registro de Torque, composto de: Ponte Amplificadora, Dinamômetro e Gravador

4.1.6 - GRAVADOR DE FITA MAGNÉTICA

O gravador Hewlett Packard, Modelo HP 3964A, com rolos de $D_e = 178 \times 10^{-3}$ m (7 pol) por $b = 6 \times 10^{-3}$ m (1/4 pol) de largura da fita magnética, dispõe de recursos para gravar ou reproduzir em oito velocidades da fita, que vão desde $v_f = 0,012$ a $0,381$ m/s. (15/32 a 15 pol/s.) em quatro canais simultaneamente ; sendo que um canal pode ser usado para registro oral, através de microfone, das condições do ensaio ou outras observações.

Pela sua característica de frequência modulada, o gra

vador permite registrar sinais contínuos, ou variáveis no tempo com resposta de frequência de até 5 KHz (Fig. 4.5).

4.1.7 - REGISTRADOR OSCILOGRÁFICO

O oscilógrafo, marca Hewlett Packard, Modelo HP 7404A possui quatro canais, com papel e canetas para escrita à tinta, velocidade da carta regulável $v_c = (0,083 \text{ a } 200) \times 10^{-3} \text{ m/s}$. (5 mm/min a 200 mm/s.).

A sensibilidade é regulável na faixa de $U_s = 20 \text{ mV/div.}$ a 5 V/div.

4.1.8 - ANALISADOR DE FOURIER

O analisador da Hewlett Packard, Modelo HP 5451 e 5427, capacitado para analisar até 500 pontos por segundo (tempo de resolução de $2 \times 10^{-3} \text{ seg. por ponto}$) e com memória para armazenar até 4.096 pontos, analisa o espectro das frequências presentes num sinal aleatório com componentes de até 50 KHz.

4.1.9 - MICRO-COMPUTADOR

O Micro-computador, Radio Shack TRS-80, Model II com 64K/Bytes de memória RAM (Random Access Memory) e seus acessórios tais como impressora e disquetes, foi utilizado para o cálculo das frequências naturais da transmissão da enxada rotativa, pelo método de Holtzer.

4.1.10 - EQUIPAMENTOS PARA EXCITAÇÃO E REGISTRO DE VIBRAÇÕES TORCIONAIS

Conjunto de aparelhos para determinar a frequência natural, composto de: fonte geradora do sinal, amplificador e excitador eletromagnético de deslocamento linear (Fig. 4.6), para excitar a transmissão torcionalmente; e acelerômetro, pré-amplificador de acelerômetro e galvanômetro para indicação da resposta de frequência do sistema excitado (Fig. 4.7)

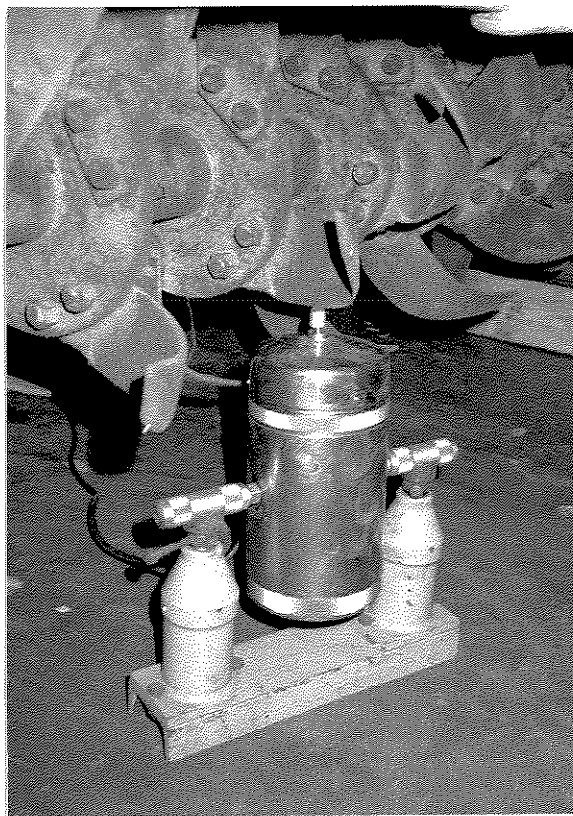


Fig. 4.6 - Excitador eletromagnético de deslocamento linear

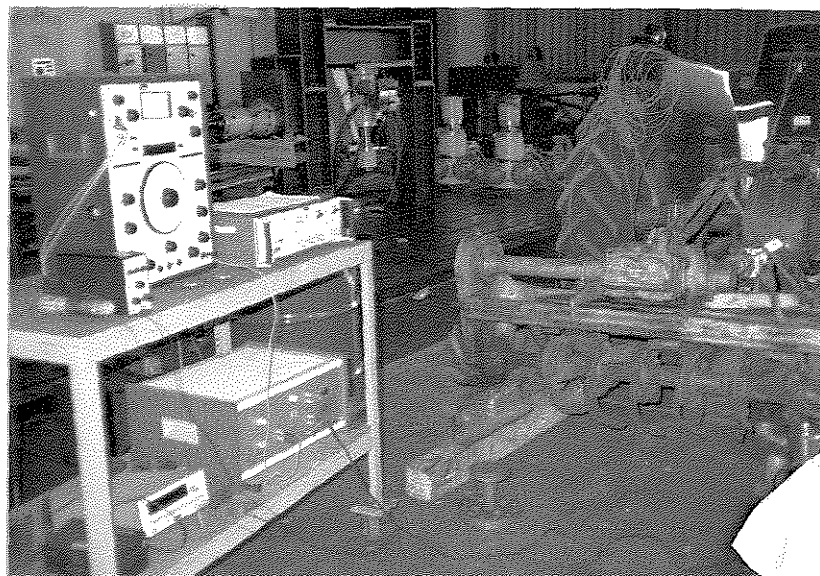


Fig. 4.7 - Conjunto para determinação das
frequências naturais

4.1.11 - ELEMENTOS PARA DETERMINAÇÃO DA RIGIDEZ GLOBAL DA TRANSMISSÃO

Composto de: pesos calibrados e braço para aplicação de torque no rotor, ponteiros e escalas que indicam a deformação angular na TDP e no rotor, trava da polia do motor.

4.1.12 - PÊNDULO DE TORÇÃO

Uma barra de torção foi usada para determinar expe

mentalmente os momentos de inércia desconhecidos das peças, tomando como referência um disco de inércia conhecido (Fig. 4.8).



Fig. 4.8 - Pêndulo de torção para medir a massa inercial do eixo cardan

Para medir inércias de peças pequenas com $I \leq 40 \times 10^{-4}$ Kg-m^2 , foi usado um fio de aço nº 16, com diâmetro $D_e = 1,55 \times 10^{-3}$ m (1,55 mm) e comprimento $\ell = 2,0$ m.

Para medir inércias maiores ($I = 1,0 \text{ Kg-m}^2$), como a do rotor de facas, foi utilizada uma barra de aço trefilado, com $D_e =$

8×10^{-3} m (8 mm) e comprimento $\ell = 2,86$ m.

4.1.13 - BANCADA DE CALIBRAÇÃO

Na bancada de calibração são aplicados torques estáticos conhecidos ao dinamômetro, sendo registradas as leituras elétricas (mV) correspondentes, para posterior traçado da curva de calibração.

A bancada está montada sobre duas pilastras de concreto, duas abas perfuradas, foram soldadas a um chassis tubular para permitir a regulagem do comprimento da peça a ser calibrada (Fig. 4.9).

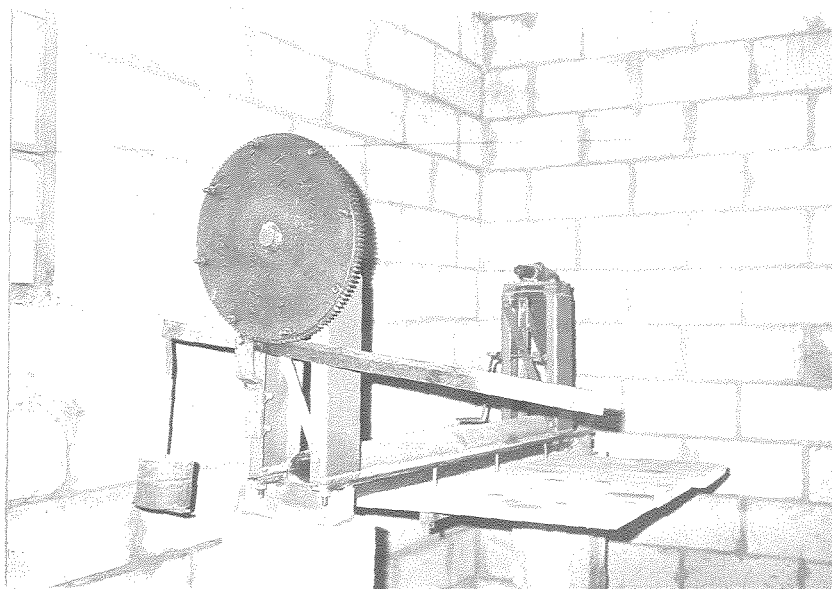


Fig. 4.9 - Bancada de calibração do torquímetro

4.1.14 - PENETRÔMETRO

Foi usado um penetrômetro para medida da resistência do solo com cone de 30° x $\varnothing 12,83$ mm, padrão ASAE-B. Foi coletada a força máxima de penetração (F), numa faixa de 100 mm de profundidade. Cada divisão da leitura do relógio comparador corresponde a 4,9 N (0,5 Kgf).

O parâmetro de comparação é o índice de cone

$$CI = \frac{F}{1,29} \times 10^4 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

4.2 - MÉTODOS

4.2.1 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO

O torquímetro foi calibrado estaticamente até um torque $M_t = 1470$ N-m (150 Kgf-m) com os extensômetros acoplados à ponte amplificadora, com sensibilidade de $U_s = 20 \times 10^{-3}$ V (função de escala) e uma tensão de alimentação da ponte de $U_a = 10$ V.

Foi feita uma curva de calibração com torque aplicado x tensão de saída (U_s) (Fig. 4.10).

4.2.2 - REGISTRO DOS DADOS EM FITA MAGNÉTICA

O implemento foi acoplado ao trator e no eixo de trans

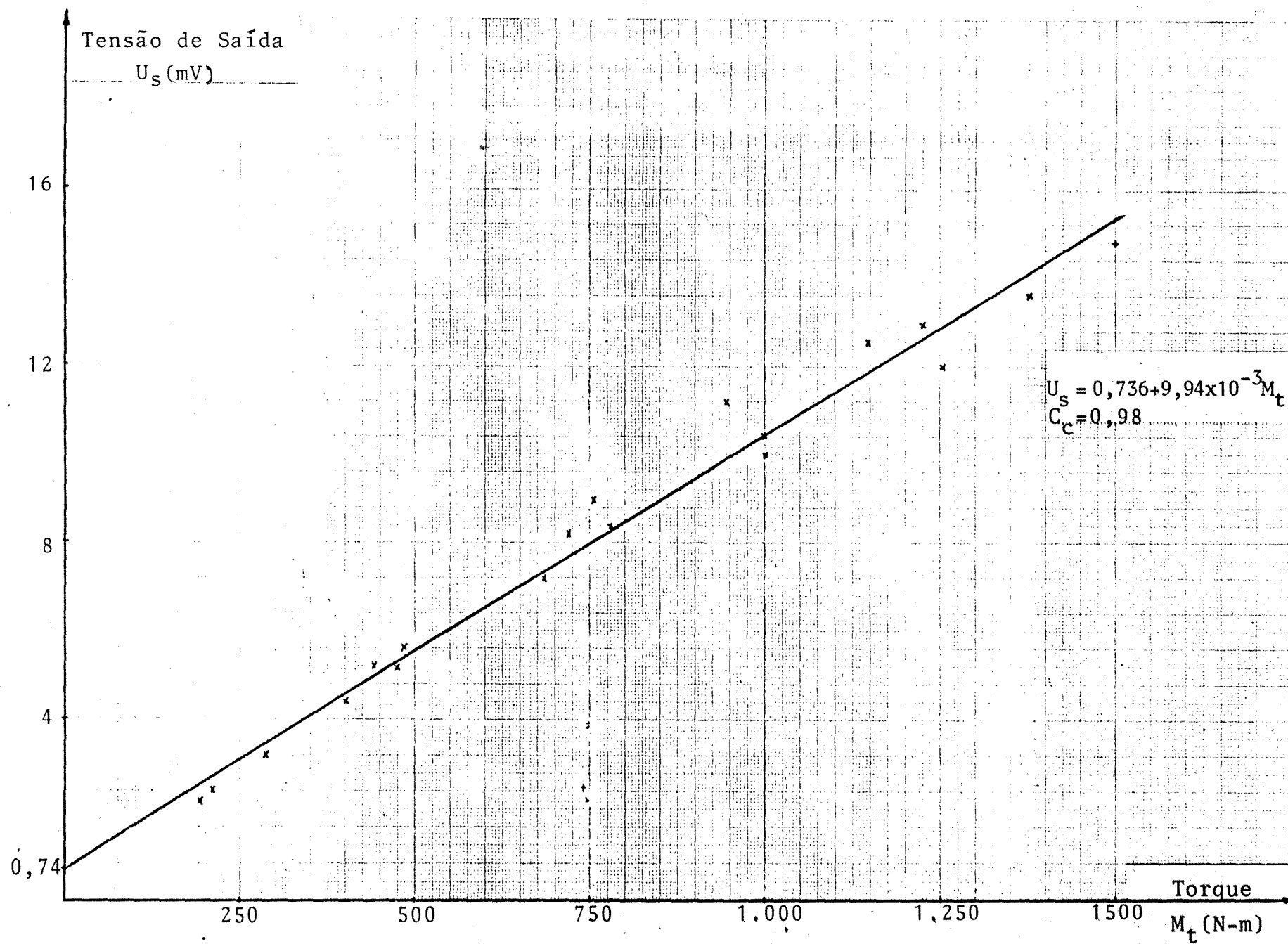


Fig. 4.10 - Gráfico de Calibração do Torquímetro

missão de potência do motor para o implemento foi incluído um dinamômetro de torção.

Foram feitos vários ensaios com diferentes velocidades de avanço do trator, velocidades de rotação do rotor de facas, velocidades de rotação do motor e ensaios em vazio.

Após os ensaios, foram feitas medições de profundidade de corte (Tab. 4.1) teor de umidade do solo igual à 16% e densidade de 1,7 gr/cm³.

O solo ensaiado era do tipo Latossolo Roxo Entrófico A moderado (Oliveira [24]).

O torquímetro foi ligado à ponte amplificadora através de um cabo de comprimento $\ell = 25$ m. Desta forma, os instrumentos de amplificação e gravação do sinal de torque ficavam num lugar fixo e o ensaio se desenvolveu num percurso de comprimento $\ell = 40$ m.

Os sinais foram gravados no canal 1, com uma velocidade de fita $v_f = 0,38$ m/s. (15 pol/s.) ; velocidade esta, máxima para a fita magnética e que poderá ser reduzida até $v_f = 0,012$ m/s. (15/32 pol/s.) , ou seja, trinta e duas vezes na reprodução, para se obter uma resposta de frequência compatível com a do oscilógrafo de papel.

Os ensaios foram realizados conforme descrito na Tabela 4.1, mostrada a seguir.

PARÂMETRO	ENSAIO Nº						
	1	2	3	4	5	6	7
Relação de Engrenamento	20/17	20/17	20/17	17/20	17/20	20/17	20/17
Rotação do Motor (rpm)	1500	1500	1500	1500	1500	1260	1500
Rotação da TDP (rpm)	540	540	540	540	540	454	540
Rotação do Rotor (rpm)	221	221	221	160	160	185	221
Marcha utilizada	1ª	2ª	3ª	1ª	2ª	2ª	-
Velocidade de avanço (m/s.)	0,45	0,66	1,82	0,45	0,66	0,55	-
Passo de Corte x 10 ⁻² m	6,1	9,0	24,7	8,5	12,4	9,0	-
Profundidade de Corte x 10 ⁻² m	9,5	7,5	9,0	7,5	10	11	-
Leitura do Penetrômetro	100	110	110	105	100	80	-
Sensibilidade da Ponte (mV)	10	10	10	10	10	10	10

Tabela 4.1 - Parâmetros utilizados nos ensaios

4.2.3 - REPRODUÇÃO DOS DADOS EM LABORATÓRIO

Os dados gravados em fita magnética foram reproduzidos em laboratório, numa velocidade de fita reduzida para $v_f = 0,012 \text{ m/s.}$ (15/32 pol/s.) para registro em papel da curva torque x tempo.

Foi usada uma velocidade de carta $v_c = 1,67 \times 10^{-3} \text{ m/s.}$ (100 mm/min) e sensibilidade de 0,05 V/divisão (50 mV/divisão).

Para análise do espectro de frequências e do torque médio, foi usada uma velocidade de fita magnética igual à da gravação, ou seja, $v_f = 0,381 \text{ m/s.}$ (15 pol/s.) , o sinal foi passado por um filtro de frequências para tirar as frequências acima de 500 Hz (maiores que a 4ª harmônica). Foram tomados , através de um conversor analógico digital, 4.096 pontos a cada $t = 2 \times 10^{-3} \text{ s.,}$ durante um tempo $t = 8,19 \text{ s.}$ do evento em tempo real.

O torque médio foi obtido pela integração da curva, ou seja, a soma de todas as amplitudes dos pontos armazenados na memória do Fast Fourier Analyzer e divididos pelo número de pontos somados.

Com o intuito de se estudar as características dinâmicas das cargas geradas pela enxada rotativa na TDP do trator , foram obtidos os espectros de frequências dados nas Figs.5.8 à 5.14.

A ordenada do gráfico representa em termos relativos à magnitude de participação de cada frequência no sinal de torque registrado, na forma de quadrados médios da magnitude do

torque por unidade de frequência $(N-m)^2/Hz$.

Considerando esta função torque como uma função periódica, o espectro de frequências seria um gráfico de barras, onde cada barra é proporcional ao coeficiente de Fourier correspondente à frequência, mas considerando que a função torque não é periódica (é aleatória) resultam espectros de frequência representados por funções contínuas.

4.2.4 - FREQUÊNCIAS NATURAIS DO SISTEMA TORCIONAL

Para se explicar algumas frequências bem definidas, detectadas no espectro de frequências, foi necessário se determinar as frequências naturais do sistema torcional complexo, composto de eixos e volantes que transmitem a potência do motor ao rotor de facas.

Foi utilizado um modelo simplificado do sistema de transmissão, onde se supôs que toda massa inercial da transmissão está concentrado no extremo livre da transmissão, ou seja, no rotor de facas, que tem uma massa inercial (inércia) grande se comparada com os eixos e engrenagens que compõem o sistema de transmissão de potência pela TDP.

Todo o sistema pode ser considerado engastado no volante do motor, pois o conjunto volante, disco de fricção e platô têm uma massa inercial infinita se comparada com o resto do sistema (Fig. 4.12).

A constante de rigidez de todo o conjunto foi levand

tado com o motor travado na polia do girabrequim.

Um torque estático foi imposto ao sistema de transmissão, através de um braço horizontal, ao qual foram aplicadas cargas num raio de $\ell = 1$ m do centro do rotor.

Também foram medidas as deformações angulares devidas à aplicação destas cargas nos eixos do rotor de facas e da TDP, através de ponteiros instalados nestes eixos.

Os dados obtidos neste ensaio de rigidez foram grafados em momento torçor x deformação angular, para se obter a constante de rigidez interna ao trator e a global, e comparar com os dados obtidos por outros pesquisadores (Fig. 4.11).

A massa inercial do rotor de facas foi determinada por um pêndulo de torção. Este pêndulo de torção foi previamente calibrado, com uma massa inercial conhecida. Assim, por comparação de frequências de oscilação, se obteve a inércia desconhecida do rotor pela eq. (4.1),

$$\left[I_r = I_c \times \left(\frac{f_c}{f_r} \right)^2 \right] \quad (4.1)$$

Os momentos de inércia das peças internas do trator foi estimado através da eq. (4.2), e posteriormente somados ao momento do rotor de facas.

$$\left[I = \int_0^R r^2 dm \right] \quad (4.2)$$

Para o caso de eixos e discos, a eq. (4.2) resulta na eq. (4.3),

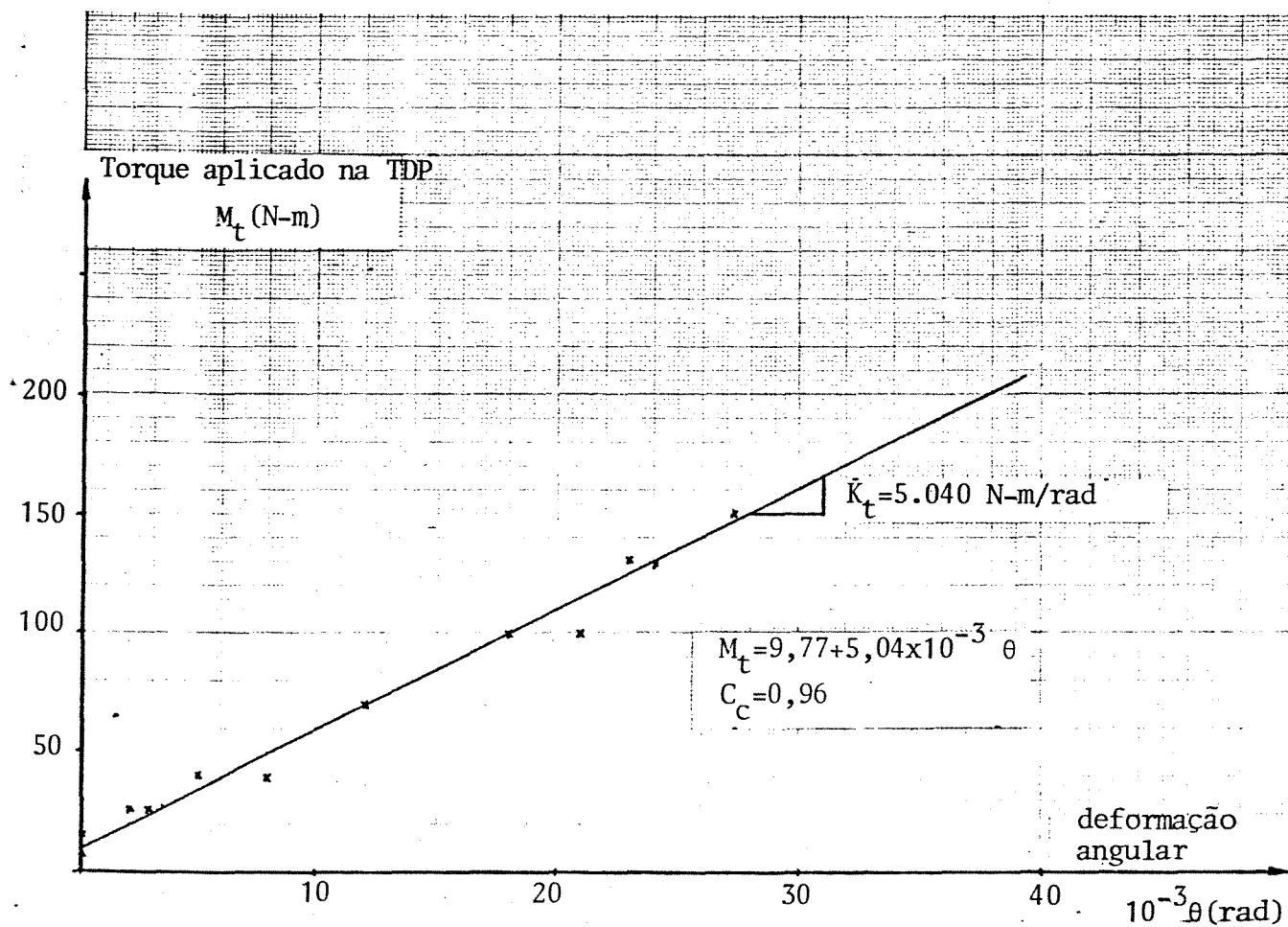
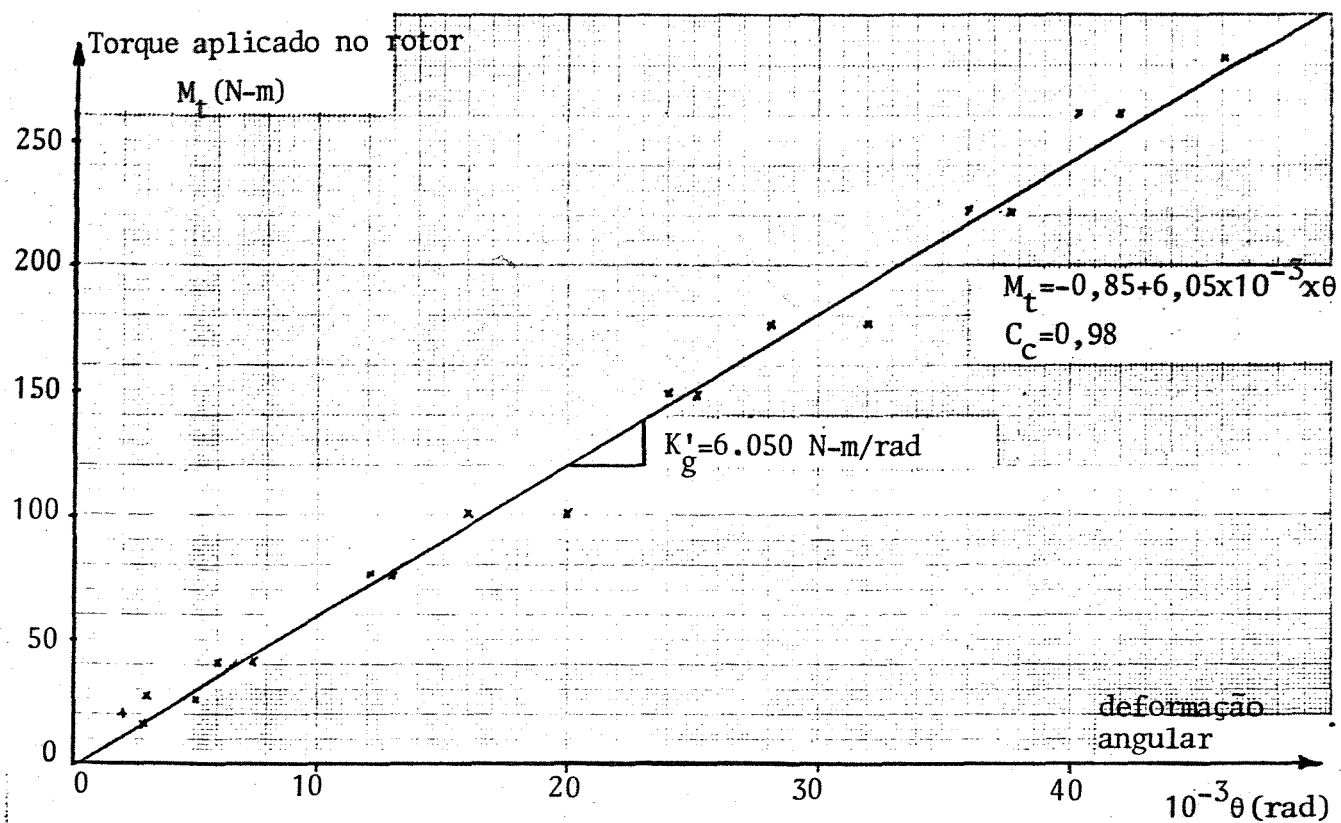


Fig. 4.11 - Constante de Rigidez Parcial e Global da transmissão de Potência por TDP do trator

$$\left[I = \frac{\pi}{2} \times \rho \times \ell \times r^4 \right] \quad (4.3)$$

A frequência de vibração natural deste sistema torcional simplificado é determinado por (eq.(3.10)):

$$\left[f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_g}{I_r}} \right] \quad (4.4)$$

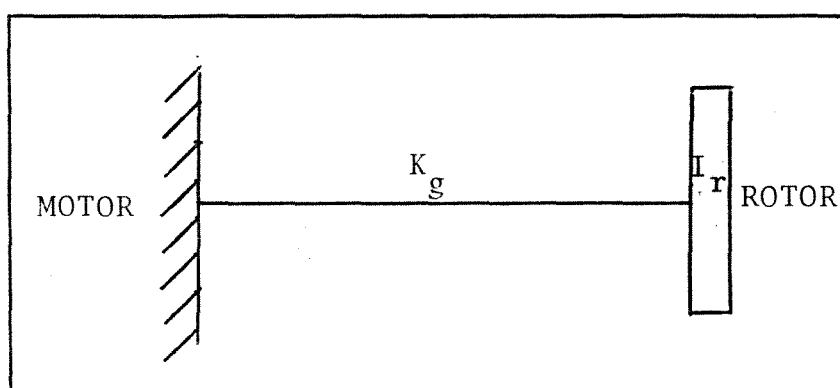


Fig. 4.12 - Esquema do sistema torcional simplificado

$$\left[K = \frac{G \times J_0}{\ell} \right] \quad (4.5)$$

$$\left[I = I_c \left(\frac{f_c}{f} \right)^2 \right] \quad (4.6)$$

Assim ter-se-á um sistema torcional que poderá vi
brar em várias frequências naturais (Figs. 4.13 e 4.14).

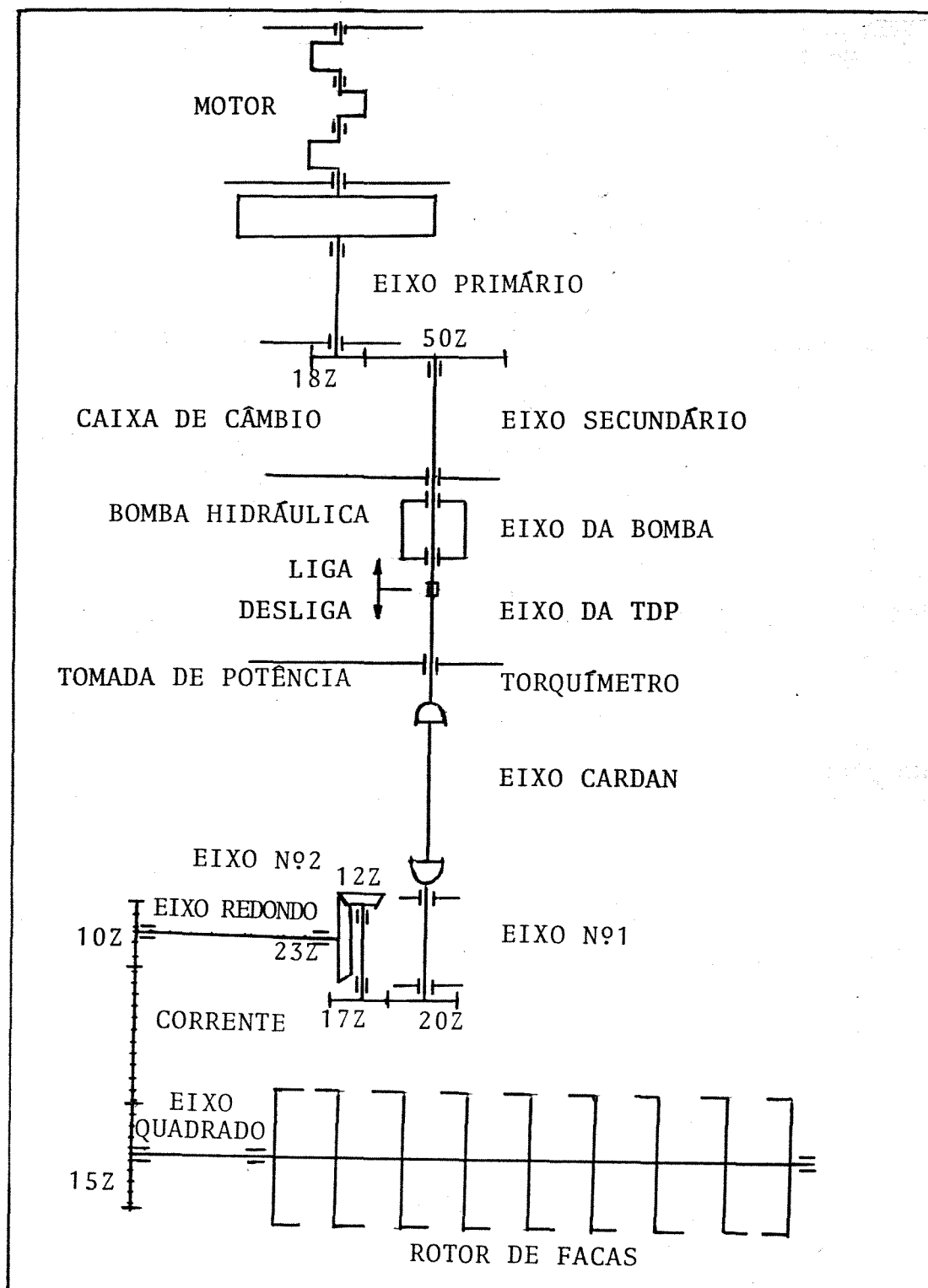


Fig. 4.13 - Esquema dos eixos e volantes do sistema de transmiss_{ão}
são de potência pela TDP

Peça	na rotação indicada					
	da peça		de 56,5 rd/seg (540 rpm)			
			Rt = 20/17		Rt = 17/20	
	I (Kg-m ²)	K(N-m)	I (Kg-m ²)	K(N-m)	I (Kg-m ²)	K(N-m)
	x10 ⁻²	x10 ³	x10 ⁻²	x10 ³	x10 ⁻²	x10 ³
Rotor de facas global	70,33	70,6	11,77	11,77	6,15	6,2
Rotor de facas por flange	7,81	564,5	1,31	94,5	0,68	49,3
Eixo quadrado	0,34	134,6	0,06	22,5	0,03	11,7
Engrenagem de 15 dentes	0,72	15605,5	0,12	2613,1	0,06	1364,2
Corrente/Rotor de facas	2,53	511,8	0,42	85,7	0,22	44,7
Engrenagem de 10 dentes	0,18	15605,5	0,07	5880,0	0,04	3069,3
Eixo e engrenagem de 23Z	1,53	52,0	0,58	19,6	0,30	10,2
Engrenagem de 12 dentes	0,17	-	0,23	-	0,12	-
Eixo intermediário Nº 2	0,05	101,9	0,07	141,1	0,04	73,6
Engrenagem cambiável Z=20	0,19	3724,0	0,19	3724,0	-	-
Engrenagem cambiável Z=17	0,10	3724,0	0,14	5154,8	-	-
Engrenagem cambiável Z=18	0,13	3724,0	-	-	0,13	2690,1
Engrenagem cambiável Z=19	0,16	3724,0	-	-	0,10	3724,0
Eixo intermediário Nº 1	0,07	60,9	0,07	60,9	0,07	60,9
Eixo Cardan	1,27	75,1	1,27	75,1	1,27	75,1
Torquímetro	0,03	311,6	0,03	311,6	0,03	311,6
Eixo da TDP	0,06	17,6	0,06	17,6	0,06	17,6
Eixo da Bomba	0,05	45,6	0,05	45,6	0,05	45,6
Luva de Acoplamento	0,01	921,2	0,01	921,2	0,01	921,2
Eixo secundário	0,04	33,2	0,04	33,2	0,04	33,2
Engrenagem de Z=50	1,32	-	1,32	-	1,32	-
Eixo piloto	0,07	102,5	0,56	790,9	0,56	790,9
Volante do motor	78,00	-	601,84	-	601,84	-

Tabela 4.2 - Constantes de Rigidez e Momentos de Inércia dos elementos que compõem a linha de transmissão de potência pela TDP, determinadas pelas medidas da peça e por comparação no pêndulo de torção

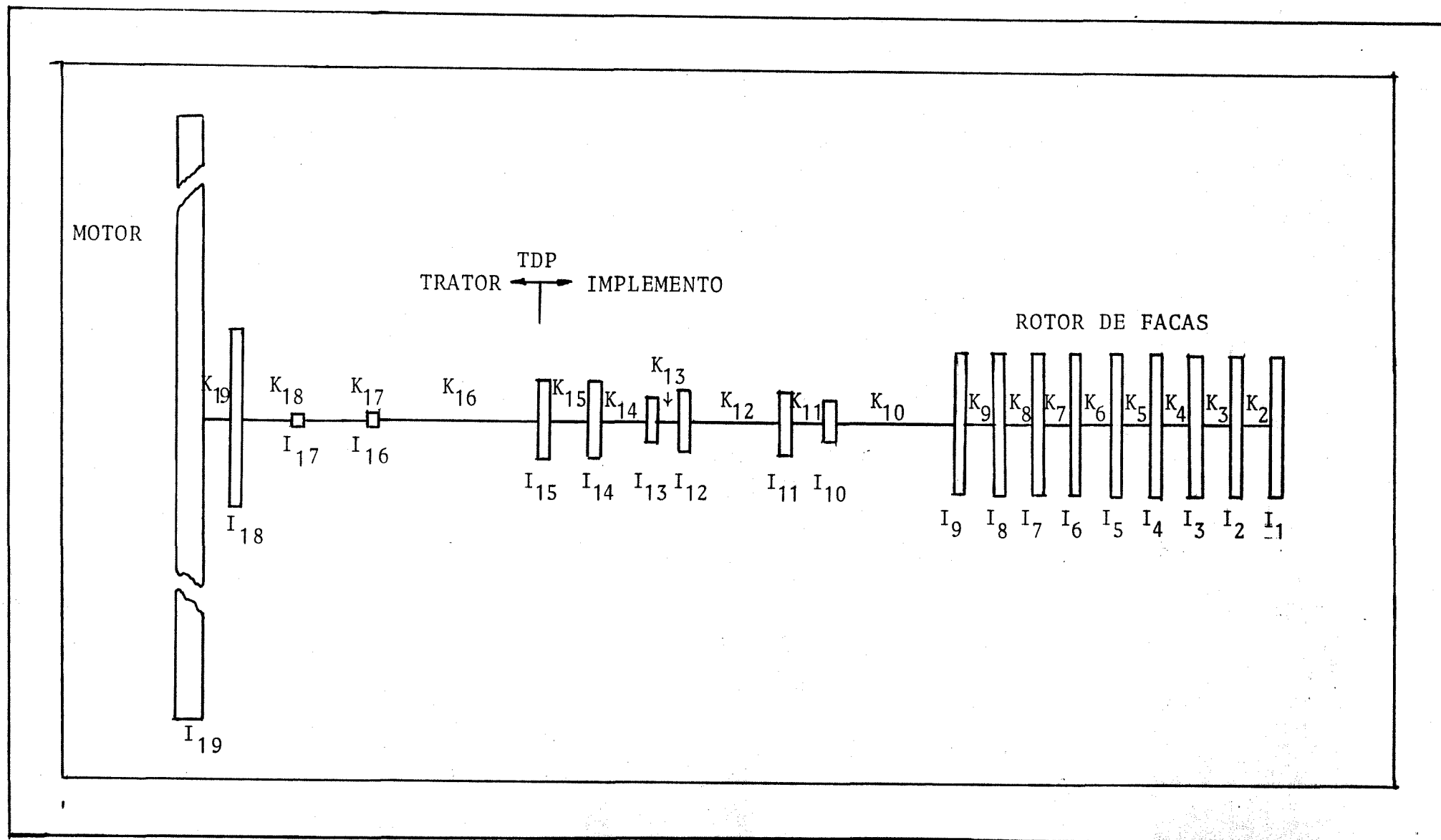


Fig. 4.14 - Sistema massa-mola equivalente ao sistema de transmissão de potência pela TDP

Componentes	Constantes	
	de Inércia* $\times 10^{-2} \text{ Kg-m}^2$	de Rigidez $\times 10^3 \text{ N-m}$
1ª flange do rotor de facas	$I_1 = 1,31$	
1ª bucha do rotor de facas		$K_2 = 94,5$
2ª flange do rotor de facas	$I_2 = 1,31$	
2ª bucha do rotor de facas		$K_3 = 94,5$
3ª flange do rotor de facas	$I_3 = 1,31$	
3ª bucha do rotor de facas		$K_4 = 94,5$
4ª flange do rotor de facas	$I_4 = 1,31$	
4ª bucha do rotor de facas		$K_6 = 94,5$
5ª flange do rotor de facas	$I_5 = 1,31$	
5ª bucha do rotor de facas		$K_6 = 94,5$
6ª flange do rotor de facas	$I_6 = 1,31$	
6ª bucha do rotor de facas		$K_7 = 94,5$
7ª flange do rotor de facas	$I_7 = 1,31$	
7ª bucha do rotor de facas		$K_8 = 94,5$
8ª flange do rotor de facas	$I_8 = 1,31$	
8ª bucha do rotor de facas		$K_9 = 94,5$
9ª flange do rotor de facas	$I_9 = 1,34$	
Eixo quadrado		$K_{10} = 22,5$
Engrenagem de 15 dentes	$I_{10} = 0,36$	
Corrente		$K_{11} = 83,0$
Engrenagem de 10 dentes	$I_{11} = 0,57$	
Eixo redondo		$K_{12} = 19,5$
Engrenagem de 23 e 12 dentes	$I_{12} = 0,55$	
Eixo intermediário Nº 2		$K_{13} = 136,0$
Engrenagens de 20 e 17 dentes	$I_{13} = 0,40$	
Eixo intermediário Nº 1		$K_{14} = 60,2$
Cardan + Eixo Int. Nº 1	$I_{14} = 0,67$	
Eixo Cardan		$K_{15} = 75,1$
Torquímetro	$I_{15} = 0,70$	
Eixo TDP		$K_{16} = 16,7$
Luva de engate	$I_{16} = 0,05$	
Eixo da Bomba		$K_{17} = 45,6$
Luva de acoplamento	$I_{17} = 0,06$	
Eixo secundário		$K_{18} = 32,0$
Engrenagens de 18/50 Z	$I_{18} = 1,62$	
Eixo piloto		$K_p = K_{19} = 790,9$
Volante do Motor	$I_{19} = 602,12$	

Tab. 4.3 - Constantes de Inércia e Rigidez da Fig. 4.14 que simulam o sistema massa-mola equivalente à transmissão

Este sistema pode ser resolvido por etapas, pelo método de Holtzer, que torna mais simples se auxiliado por um programa de computador, conforme a listagem do Apêndice C.

Um outro método de resultados mais imediatos, mas que exige uma aparelhagem mais complexa, consiste em excitar o rotor de facas torcionalmente, através de um excitador eletromagnético linear, colocado sob uma faca do rotor (Fig. 4.6), e que está ligado a uma fonte de tensão alternada com frequências reguláveis desde 0 a 500 Hz; um acelerômetro é colocado numa posição adequada (veja Fig. 4.15), na linha de transmissão da TDP, e varia-se lentamente a frequência em ordem crescente, até atingir uma frequência de ressonância, na qual o ponteiro do galvanômetro acoplado ao acelerômetro acusará uma deflexão máxima.



Fig. 4.15 - Acelerômetro - posicionamento adequado para captar somente as vibrações torcionais

Desta forma, varrendo-se toda a banda de frequências desejada, notar-se-ão várias deflexões máximas que correspondem às frequências naturais do sistema torcional (Fig. 4.16).



Fig. 4.16 - Pesquisa das frequências de ressonância do sistema de transmissão

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TORQUÍMETRO

O torquímetro foi projetado para uma torção de 1470 N-m (150 Kgf-m), atingindo nesta sollicitação uma deformação específica no sentido da helicoide a 45° de $\epsilon_{45^\circ} = 576 \mu\epsilon$ (micro strain), $1\mu\epsilon = 1 \times 10^{-6}$ mm/mm, que poderá ser determinada pela eq. 5.1, já mencionada como eq.(3.1).

$$\left[\epsilon_{45^\circ} = \frac{M_t \times R_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \quad (5.1)$$

para:

$$\begin{aligned} G &= 7,27 \times 10^{10} \text{ N/m}^2 (7,42 \times 10^5 \text{ Kgf/cm}^2) \text{ Faires(11)} \\ R_e &= 2,25 \times 10^{-2} \text{ m} \\ R_i &= 0,825 \times 10^{-2} \text{ m} \\ M_t &= 1470 \text{ N-m (15.000 Kgf-cm)} \end{aligned}$$

Assim, a deformação específica máxima recomendada pelo fabricante do extensômetro, de 2000 $\mu\epsilon$ (micron-strain) não será atingida.

Um fator de segurança (F.S) foi determinado:

$$\left[F.S = \frac{\tau}{\tau_e} \right] \quad (5.2)$$

onde:

$$\left[\tau = \frac{M_t}{\omega_p} \right] \quad (5.3)$$

$$e \quad \left[\omega_p = \frac{\pi (R_e^4 - R_i^4)}{2 \times R_e} \right] = 17,56 \times 10^{-6} \text{ m}^3 (17,56 \text{ cm}^3) \quad (5.4)$$

$$\tau = \frac{1470}{17,56 \times 10^{-6}} = 83,7 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \text{ (854 Kgf/cm}^2\text{)}$$

Barras de aço inox 303 apresentam uma tensão de escoamento à tração de $\sigma_e = 41,16 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \text{ (4200 Kgf/cm}^2\text{)}$ (Faires -11).

Pelo critério da máxima energia de distorção (von Mises) a tensão de escoamento ao cisalhamento do material será de

$$\left[\tau_e = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} \right] \quad (5.5)$$

então:

$$FS = \frac{41,16 \times 10^7 / \sqrt{3}}{8,37 \times 10^7} = 2,84$$

O fator de sensibilidade (F_e) que caracteriza o projeto deste dinamômetro é dado pelas eqs. (3.7) e (3.8), ou seja:

$$\left[F_e = \frac{G_f \times R_e \times C_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} = \frac{U_s}{U_a \times M_t} \right] \quad (5.6)$$

e o fator de sensibilidade projetado (F_p) do dinamômetro foi e contrado por:

$$\left[F_p = \frac{G_f \times R_e}{\pi \times G \times (R_e^4 - R_i^4)} \right] \quad (5.7)$$

onde $G_f = 3,2 \frac{\Omega/\Omega}{\text{m/m}}$ (Micro-Measurements, ED-DY-125AD-350)

$$F_p = 1,252 \times 10^{-3} \frac{\text{mV}}{\text{V} \times \text{N-m}} \left(12,27 \times 10^{-3} \frac{\text{mV}}{\text{V} \times \text{Kgf-m}} \right)$$

O coeficiente experimental de correção

$$\left[C_e = \frac{F_e}{F_p} \right] \quad (5.8)$$

foi obtido na calibração do torquímetro (Secção 5.3).

Algumas dimensões do torquímetro foram determinadas em função do espaço físico disponível. Assim, por exemplo, o anel coletor que será colocada sobre a região de colagem dos extensômetros limita o diâmetro externo do elemento sensível a um valor máximo $D_e = 50,8$ mm. Os entalhes do eixo e da luva a serem acoplados ao cardan e à TDP foram projetados de acordo com a norma da ASAE S203-9 para TDP de 540 rpm (ABNT-PB-83).

5.2 - PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM CALIBRADOR DE TORQUE

Este aparelho deve preencher alguns requisitos: fácil manuseio, submeter um eixo a uma torção estática de até 1470N-m, compacto e rígido o suficiente para impor o torque nominal proposto, sem sofrer deformações estruturais excessivas.

A rigidez estrutural do aplicador de torque foi solucionada com a montagem do conjunto sobre um chassis tubular de $D_e = 100$ mm (4") por 8 mm (5/16 pol.) de parede, e engastado sobre colunas de concreto.

Para facilitar o manuseio dos pesos e tornar o conjunto mais compacto, foi usada uma transmissão por engrenagens de 137 dentes na coroa e 9 dentes no pinhão. O comprimento do braço

ço foi dimensionado de tal forma que com a relação de transmissão $i = 132/9 = 14,67$, ao aplicar $F = 1\text{N}$ no prato da balança, resulte num torque de $M_t = 10\text{ N-m}$ no eixo em estudo.

Foi usado um sistema de contra-peso para equilibrar o peso do braço e da prateleira, impondo assim um torque inicial nulo ao eixo, e para manter o braço sempre na posição horizontal ($\neq 90^\circ$ com a linha de ação da força peso), foi introduzido, na extremidade do eixo fixo, um sistema de ajuste por meio de um fuso com porca de acionamento manual.

As pontas dos eixos são entalhadas segundo a norma ABNT-PB-83, que facilita o ensaio de peças (torquímetro, cardans, limitador de torque).

5.3 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO

Com os dados obtidos na calibração do torquímetro foi feita uma curva de calibração, que, ajustada à uma reta pelo método dos mínimos quadrados, resultou num coeficiente de correlação $C_c = 0,98$ e a eq.(5.9) da reta de calibração; Fig. 4.10.

$$[U_s = 0,736 + 9,94 \times 10^{-3} M_t] \quad (5.9)$$

Segundo a eq.(3.8):

$$\left[F_e = \frac{U_s}{U_a \times M_t} \right] \quad (5.10)$$

Assim, com a tensão de alimentação $U_a = 10$ Volts:

$$F_e = \frac{0,736 + 9,94 \times 10^{-3} M_t}{10 \times M_t}$$

A grandeza $(0,736/(10 \times M_t))$ que aparece na equação acima é devida a erros, principalmente na quantificação do torque aplicado, em função dos atritos existentes em mancais e no engrenamento do calibrador de torque.

Feita a correção,

$$F_e = 0,994 \times 10^{-3} \text{ mV/(V N-m)} \quad (9,74 \times 10^{-3} \text{ mV/(V Kgf-m)})$$

O coeficiente

$$C_e = \frac{F_e}{F_p} = \frac{0,994 \times 10^{-3} \text{ mV/(V N-m)}}{1,252 \times 10^{-3} \text{ mV/(V N-m)}} = 0,794$$

$C_e = 0,794$ nos indica o desvio entre o que foi projetado e o real. Este desvio é devido a vários fatores: posicionamento dos extensômetros, tolerância dimensional, propriedades mecânicas do material da peça, assim como a concentração de tensão na região de colagem do extensômetro.

5.4 - ENSAIOS DE CAMPO

Os sinais de torque obtidos nos ensaios em campo foram gravados em fita magnética (Figs. 5.1 e 5.2).



Fig. 5.1 - Ensaio de campo com registro de dados de torque em fita magnética

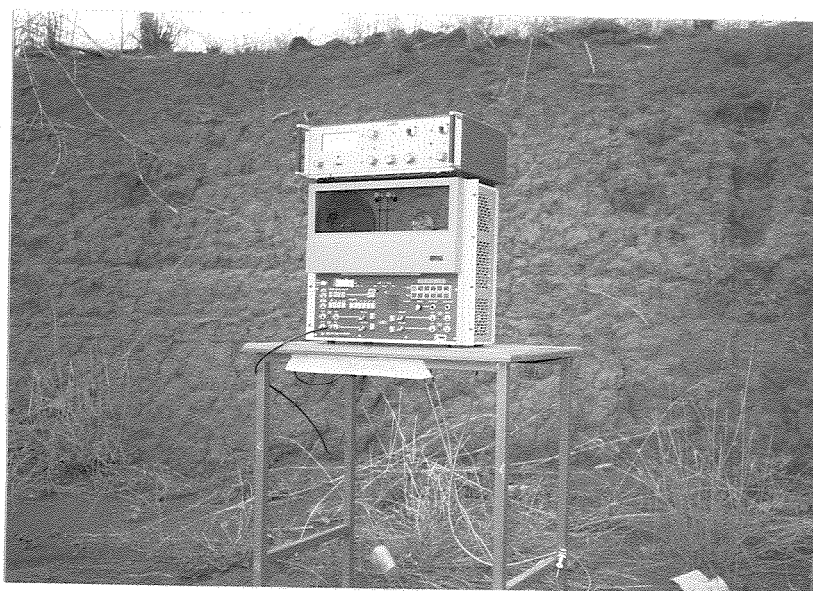


Fig. 5.2 - Conjunto para registro de dados composto de ponte amplificadora e gravador

Os ensaios foram numerados de 1 a 7, conforme a Tabela 4.1.

O torque registrado foi reproduzido pelo oscilógrafo de papel, para estes ensaios, conforme as Figs. 5.3 a 5.7.

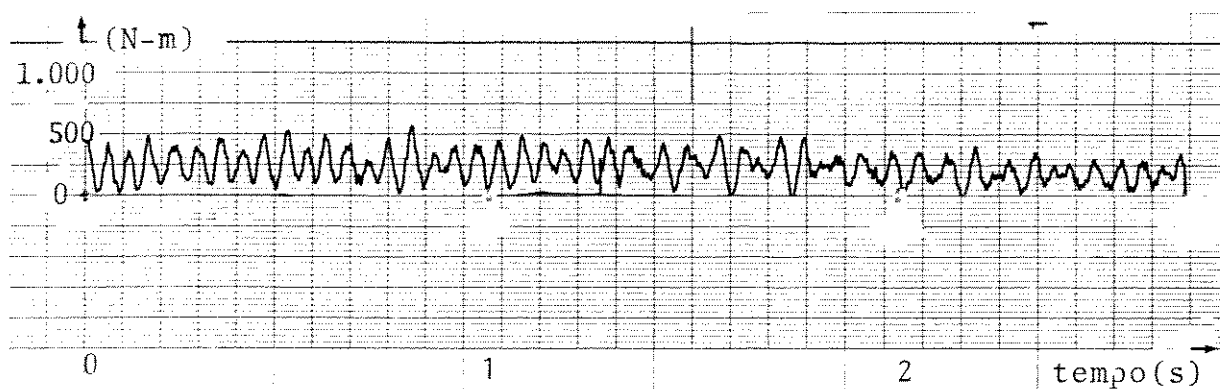


Fig. 5.3 - Comportamento do momento torçor durante o ensaio nº 1

ENSAIO Nº 1:

Realizado com trator MF 235 e o implemento enxada rotativa marca Dondi, na primeira velocidade do trator $v_a = 0,45$ m/s. (1,62 Km/hr), TDP $\hat{a} N_t = 56,54$ rad/s. (540 rpm), rotor de facas $\hat{a} N_r = 23,14$ rad/s. (221 rpm), relação do engrenamento cambiável $R_t = 20/17$.

Pela integração da curva deste ensaio, foi obtido um torque (momento torçor) médio de

$$\overline{M_{t1}} \Big|_{2000} = 245,2 \text{ N-m (25,02 Kgf-m)}$$

para uma integração de dois mil pontos espaçados a dois milisegun

dos do tempo real e um torque médio

$$\overline{M_{t1}} \Big|_{4096} = 258,0 \text{ N-m (26,33 Kgf-m)}$$

para a integração de todos os dados armazenados.

As potências médias correspondentes a esses torques na rotação nominal da TDP (540 rpm) foram de

$$\overline{P_1} \Big|_{2000} = 13,87 \text{ KW (18,85 CV)} \text{ e } \overline{P_1} \Big|_{4096} = 14,60 \text{ KW (19,84 CV)}$$

No gráfico de torque x tempo (Fig. 5.3), nota-se um pico máximo de torque de $M_{t1} = 556,6 \text{ N-m (56,8 Kgf-m)}$ que, em relação ao torque médio $\overline{M_{t1}} = 245,2 \text{ N-m}$ é $R_1 = 2,27$ vezes maior.

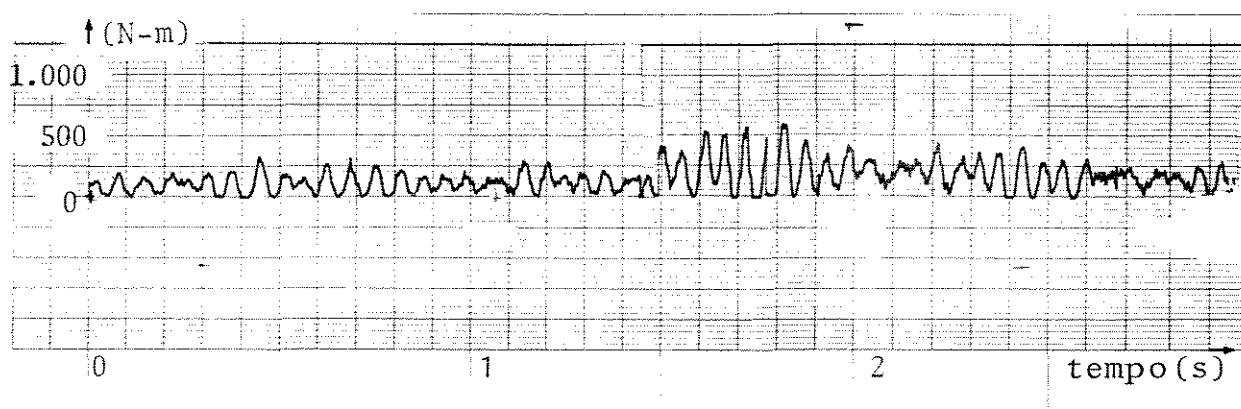


Fig. 5.4 - Comportamento do momento torçor durante o ensaio nº 2

ENSAIO Nº 2:

Ensaio igual ao anterior, na segunda velocidade do trator $v_a = 0,66 \text{ m/s. (2,40 Km/hr)}$.

O torque médio obtido através da integração de mil e quinhentos pontos foi de

$$\overline{M_{t_2}} \Big|_{1500} = 184,7 \text{ N-m (18,85 Kgf-m)}$$

e para três mil pontos

$$\overline{M_{t_2}} \Big|_{3000} = 202,5 \text{ N-m (20,66 Kgf-m)}$$

e potências médias de

$$\overline{P_2} \Big|_{1500} = 10,45 \text{ KW (14,2 CV)} \quad \text{e} \quad \overline{P_2} \Big|_{3000} = 11,46 \text{ KW (15,57 CV)}$$

Na figura 5.4 ocorreram picos de torque máximos igual à $M_{t_2} = 581,1 \text{ N-m (59,3 Kgf-m)}$ que, em relação ao momento torçor médio $\overline{M_{t_2}} = 202,5 \text{ N-m}$ é $R_2 = 2,88$ vezes maior.

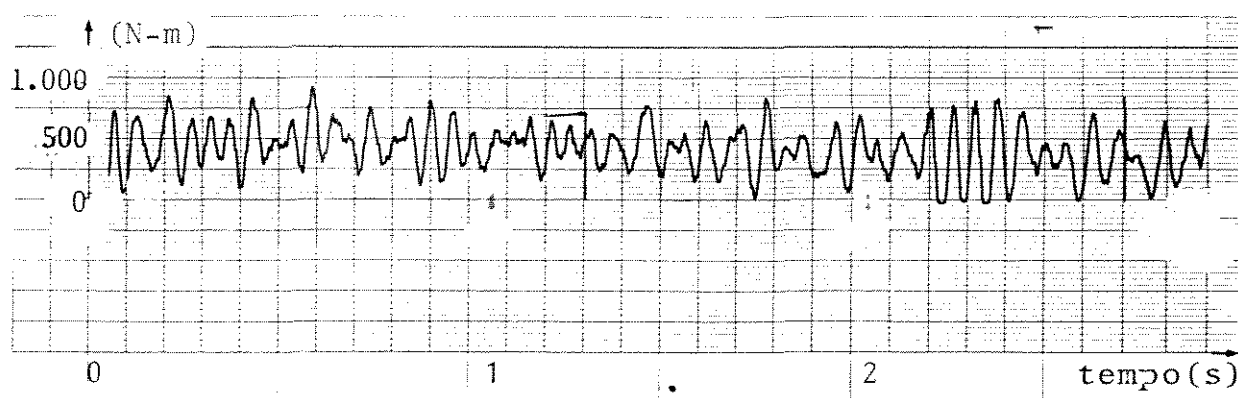


Fig. 5.5 - Comportamento do momento torçor durante o ensaio nº 3

ENSAIO Nº 3:

Ensaio igual aos anteriores, na terceira velocidade $v_a = 1,82 \text{ m/s. (6,55 Km/hr)}$.

$$\overline{M_{t3}} \Big|_{3500} = 354,1 \text{ N-m (36,13 Kgf-m) ,}$$

que corresponde a uma potência média de

$$\overline{P_3} \Big|_{3500} = 20,0 \text{ KW (27,23 CV)}.$$

Na figura 5.5 ocorreram picos de torque máximo $M_{t3} = 872,2 \text{ N-m (89,0 Kgf-m)}$ que, em relação ao momento torçor médio $\overline{M_{t3}} = 354,1 \text{ N-m}$ é $R = 2,46$ vezes maior.

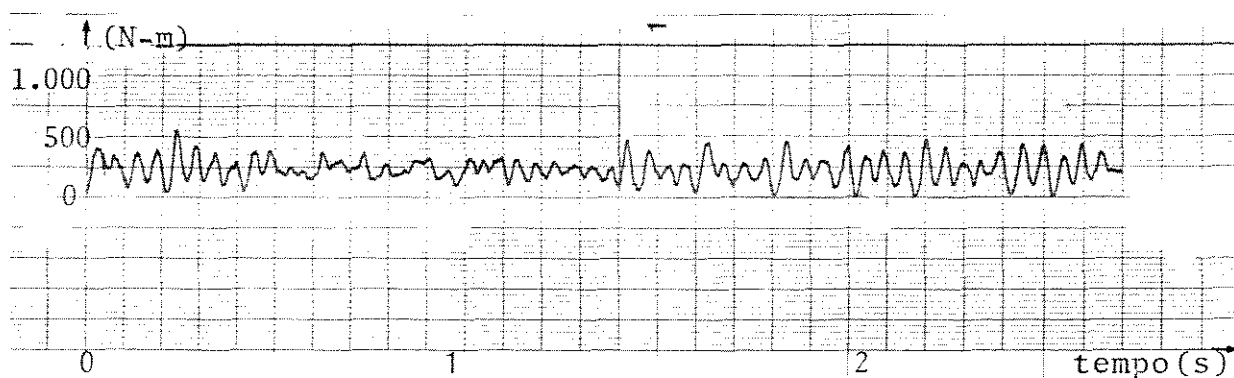


Fig. 5.6 - Comportamento do momento torçor durante o ensaio nº 4

ENSAIO Nº 4:

Trator e implemento como nos ensaios anteriores, na pri

meira velocidade $v_a = 0,45 \text{ m/s}$. (1,62 KM/hr) e relação de transmissão $R_t = 17/20$. Com isso, o rotor de facas gira a $N_r = 26,75 \text{ rad/s}$. (160 rpm),

$$\overline{M_{t4}} \Big|_{3500} = 227,75 \text{ N-m (23,24 Kgf-m)}$$

e uma potência média consumida de

$$\overline{P_4} \Big|_{3500} = 12,9 \text{ KW (17,5 CV)}$$

Na figura 5.6 ocorreram picos de torque máximos $M_{t4} = 533,1 \text{ N-m (54,4 Kgf-m)}$ que, em relação ao momento torçor médio $\overline{M_{t4}} = 227,75 \text{ N-m}$ é $R = 2,34$ vezes maior.

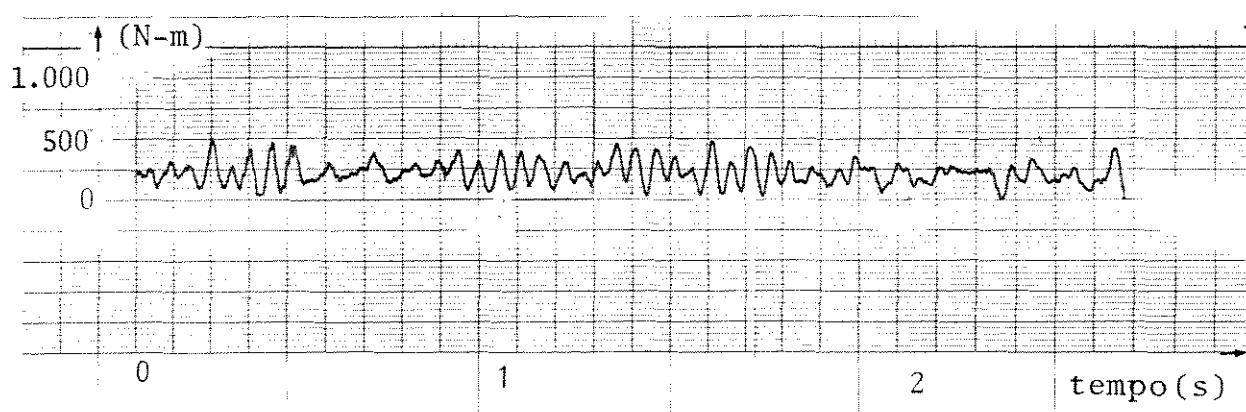


Fig. 5.7 - Comportamento do momento torçor durante o ensaio nº 5

ENSAIO Nº 5:

Ensaio igual ao anterior, com trator na segunda veloci

dade $v_a = 0,66 \text{ m/s. (2,40 Km/hr)}$.

$$\overline{M_{t5}} \Big|_{4096} = 196,8 \text{ N-m (20,08 Kgf-m)}$$

e uma potência média consumida

$$\overline{P_5} \Big|_{4096} = 11,13 \text{ KW (15,13 CV)}$$

Na figura 5.7 ocorreram picos de torque máximo $M_{t5} = 485,1 \text{ N-m (49,5 Kgf-m)}$ que, em relação ao momento torçor médio $\overline{M_{t5}} = 196,8 \text{ N-m}$, é $R = 2,46$ vezes maior.

ENSAIO Nº 6:

Este ensaio foi realizado em condições parecidas ao ensaio nº 2, com uma alteração na rotação nominal do motor $N_m = 157,1 \text{ rad/s. (1500 rpm)}$ para uma rotação $N_m = 132 \text{ rad/s. (1260 rpm)}$. Assim, também a TDP passa para a nova rotação $N_t = 47,5 \text{ rad/s. (454 rpm)}$ e o rotor de facas para $N_r = 19,5 \text{ rad/s. (186 rpm)}$. A velocidade de avanço na segunda velocidade $v_a = 0,56 \text{ m/s. (2,0 Km/hr)}$ também decresce na mesma proporção, porém o passo de corte da faca fica igual.

O momento torçor médio obtido

$$\overline{M_{t6}} \Big|_{3500} = 323,4 \text{ N-m (33 Kgf-m)}$$

e uma potência média consumida de

$$\overline{P_6} \bigg|_{3500} = 15,4 \text{ KW (20,9 CV)}.$$

ENSAIO Nº 7:

Este ensaio foi realizado com uma velocidade de avanço nula uma relação de transmissão $R_t = 20/17$, na rotação nominal do motor do trator, e com o cardan alinhado.

Todos os ensaios foram gravados no canal 1 do gravador a uma velocidade da fita $v_f = 0,38 \text{ m/s. (15 pol/s.)}$ e depois reproduzidos em laboratório numa velocidade $v_f = 0,012 \text{ m/s. (15/32 pol/s.)}$; portanto, um ganho na resposta de frequência no os cilógrafo de trinta e duas vezes.

A ponte amplificadora foi ajustado para uma sensibilidade de $U_s = 10 \text{ mV}$ e uma tensão de alimentação da ponte $U_a = 10\text{V}$, e a amplificação do gravador foi de 1 para 1.

A velocidade da carta do oscilógrafo foi ajustada em $V_c = 1,67 \text{ mm/s. (100 mm/min)}$ e a sensibilidade em 50 mV/divisão .

5.5 - ESPECTROS DE FREQUÊNCIAS

Os espectros de frequência destes ensaios foram grafados, conforme as Figs. 5.8 a 5.16.

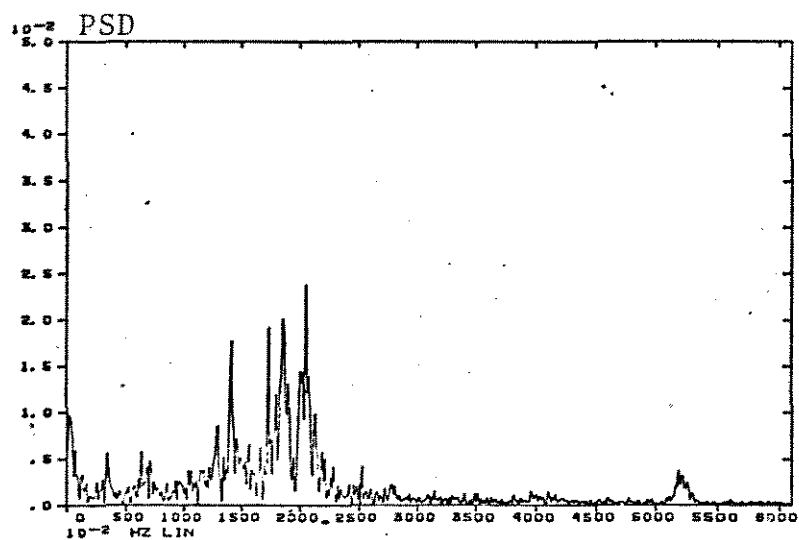


Fig. 5.8 - Espectro de frequências no ensaio nº 1

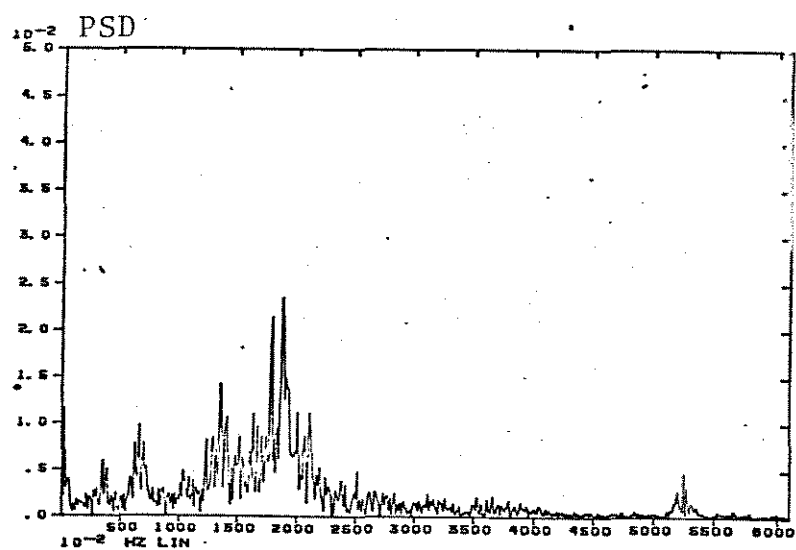


Fig. 5.9 - Espectro de frequências no ensaio nº 2

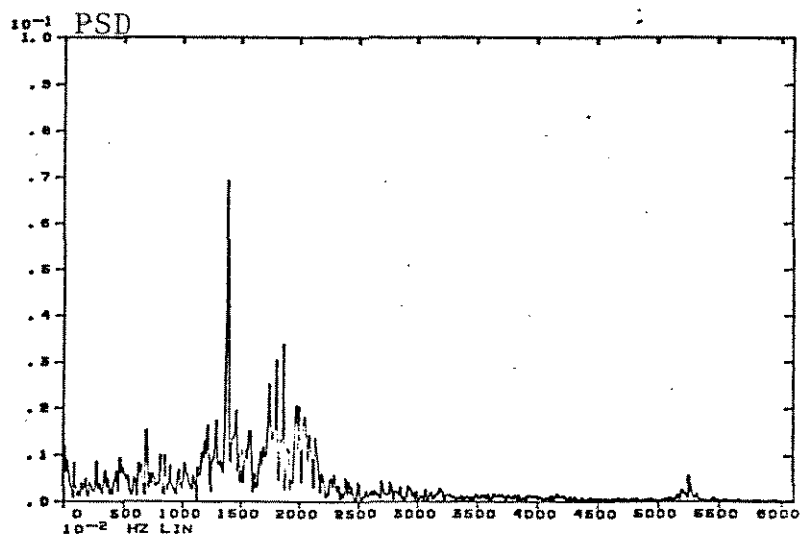


Fig. 5.10 - Espectro de frequências no ensaio nº 3

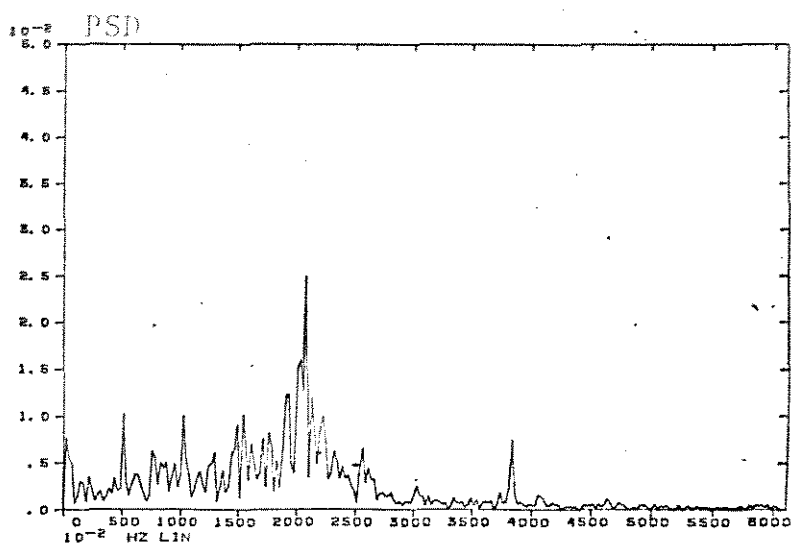


Fig. 5.11 - Espectro de frequências no ensaio nº 4

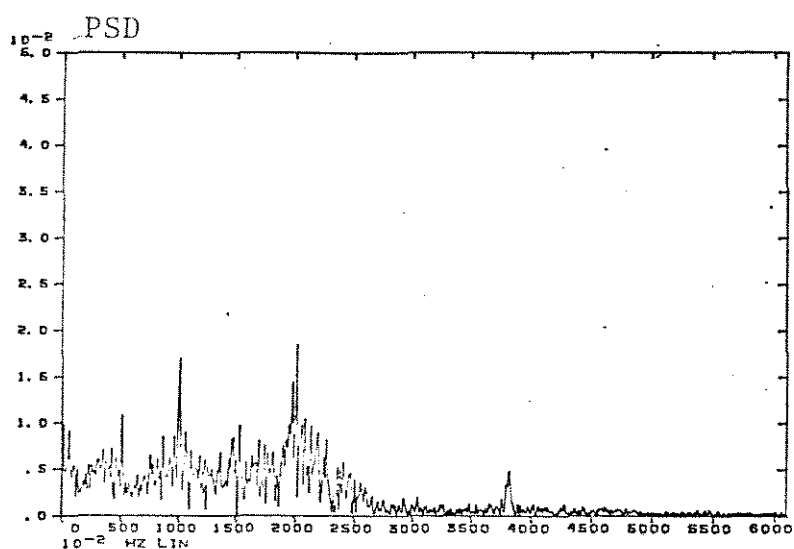


Fig. 5.12 - Espectro de frequências no ensaio nº 5

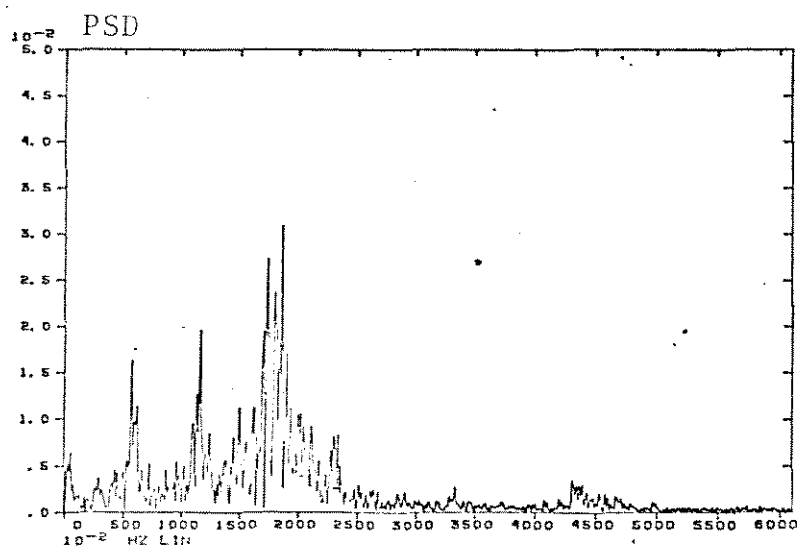


Fig. 5.13- Espectro de frequências no ensaio nº 6

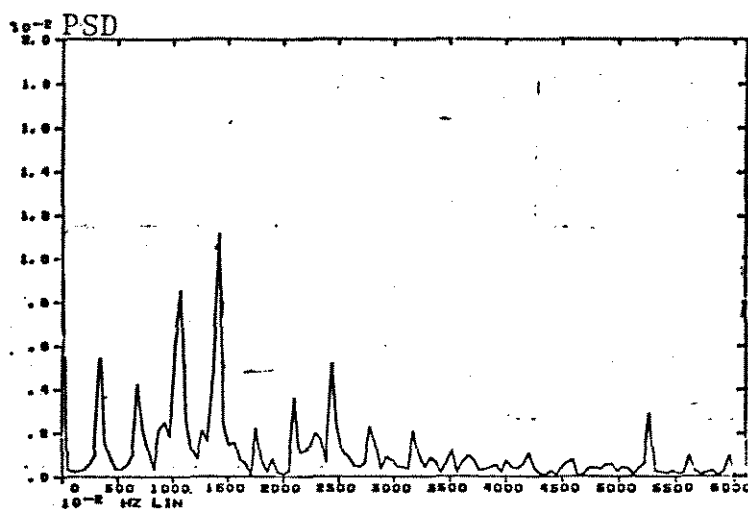


Fig. 5.14 - Espectro de frequências no ensaio nº 7

5.6 - ANÁLISE DOS ESPECTROS DE FREQUÊNCIAS

A frequência $f_p = 52,5$ Hz está presente com certa intensidade nas Figs. 5.8, 5.9, 5.10 e 5.14, cujos ensaios foram realizados com o rotor de facas girando a $N_R = 23,1$ rad/s. (220 rpm), motor do trator a $N_m = 157$ rad/s. (1500 rpm) e a TDP a $N_t = 56,5$ rad/s. (540 rpm), a relação de engrenamento de $R_t = 20/17$.

No ensaio nº 6, ao diminuir a rotação do motor para $M_n = 131,9$ rad/s. (1260 rpm) e mantendo a mesma relação de engrenamento $R_t = 20/17$, este pico se deslocou proporcionalmente à rotação para $f_p = 44$ Hz. Isto mostra que esta frequência não corresponde a uma vibração natural do sistema torcional.

Nos ensaios nºs 4 e 5 este pico foi deslocado na razão da mudança da rotação do rotor de facas, ou seja,

$$f_p = \left(\frac{160}{220} \right) \times 52,5 = 38 \text{ Hz} .$$

Deduz-se por essas observações que o elemento causador desta frequência está após a caixa de engrenagens cambiáveis (20/17), (Fig. 4.1), pois a mesma é função da velocidade de rotação do eixo de saída da referida caixa.

A transmissão por corrente da Fig. 4.2 encontra-se após a caixa de engrenagens. Sabe-se que transmissões por correntes excitam a transmissão, por causa do efeito poligonal das engrenagens com pequeno número de dentes (menores que $Z = 17$ dentes).

A engrenagem do eixo do rotor de facas tem $Z=15$ dentes e gira a $N_R = 23,1$ rad/s. (220 rpm) (quando a $R_t = 20/17$ e o motor do trator à rotação nominal $N_m = 157$ rad/s. (1500 rpm)). Com isso, será induzida uma frequência devida ao efeito poligonal de $f_p = (220 \text{ rpm}/60 \text{ s/min}) \times 15 = 55 \text{ Hz}$, que é aproximadamente a frequência em questão.

Na faixa de $f = 17$ a 21 Hz , existe um alto número de frequências importantes. A frequência $f_j = 18 \text{ Hz}$ provém das acelerações angulares que as juntas cardânicas introduzem no eixo da transmissão da TDP (8,29), ou seja, a cada volta do eixo acionador com velocidade de rotação constante, ocorrem duas mudanças de sinal na aceleração angular do eixo acionado, que introduzem assim uma frequência (Apêndice A):

$$f_j = \left(\frac{540 \text{ rpm}}{60 \text{ s./min}} \right) \times 2 = 18 \text{ Hz}$$

Uma das frequências naturais do sistema torcional contínuo está locada nesta faixa, devido ao fato desta frequência

não se deslocar quando a rotação do motor é alterada da rotação nominal para uma rotação menor, segundo se depreende da comparação dos gráficos correspondentes aos ensaios nºs 2 e 6, representados nas Figs. 5.9 e 5.13. Isto foi confirmado no estudo das frequências naturais do sistema (Secção 5.7).

O pico espectral localizado em $f = 14$ Hz nos ensaios nºs 1, 2, 3 e 7, no ensaio 6 se desloca para $f = 11,8$ Hz, proporcionalmente à mudança da rotação nominal do motor de $N_m = 157$ rad/s. (1500 rpm) para $N_m = 131,9$ (1260 rpm).

Na mudança do engrenamento de $R_t = 20/17$ para $R_t = 17/20$ realizado nos ensaios nºs 4 e 5, o pico de $f = 14$ Hz deslocou-se para $f = 10,1$ Hz, ou seja, foi proporcional à mudança na relação de transmissão.

O impacto das facas contra a superfície do solo, no início do corte de uma leiva de solo, gera uma frequência próxima à $f = 14$ Hz, ou seja, as quatro facas por flange que giram à $N_R = 23$ rad/s. (220 rpm) induzem uma excitação torcional com uma frequência de

$$f = \left(\frac{220 \text{ rpm}}{60 \text{ s./min}} \right) \times 4 \text{ (facas)} = 14,7 \text{ Hz}$$

nos ensaios nºs 1, 2 e 3.

Uma exentricidade no centro de gravidade do rotor de facas (desbalanceamento) pode originar uma vibração torcional de frequência fundamental (3,7 Hz) igual à velocidade de rotação do rotor de facas (220 rpm) nos ensaios nºs 1, 2, 3 e 7.

É importante ressaltar que o torque gerado será uma função periódica do tempo, mas não necessariamente uma função senoidal. Nesse caso, além da frequência fundamental $f = 3,7 \text{ Hz}$, existem as componentes harmônicas com valores de $f = 7,4 \text{ Hz}$; $11,0 \text{ Hz}$; $14,7 \text{ Hz}$; $18,4 \text{ Hz}$; $22,0 \text{ Hz}$...

A Fig. 5.14 representa um espectro de frequências para a máquina funcionando sem carga e com o cardan alinhado, visando eliminar as componentes de frequências correspondentes ao cardan, e ao impacto das facas no solo. Não foi possível eliminar a componente correspondente ao efeito poligonal da transmissão por correntes ($52,5 \text{ Hz}$). O referido gráfico mostra a frequência fundamental e as subseqüentes harmônicas.

Nos ensaios em que a rotação do rotor de facas foi mudada (ensaios nºs 4, 5 e 6), estas frequências também se deslocaram proporcionalmente à mudança do número de revoluções por minuto do rotor, demonstrando assim que não são frequências naturais do sistema torcional.

5.7 - DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

As frequências naturais de vibração torcional do sistema foram estudadas através de métodos experimentais e analíticos.

Nesta pesquisa foram levantadas as constantes de rigidez torcional (rigidez K) e os momentos de inércia (inércia I) dos componentes da linha de transmissão de potência, desde o volante do

motor até o rotor de faxas, esquematizado na Fig. 4.13.

Foram encontradas analiticamente as constantes de rigidez dos eixos de transmissão (Tab. 4.2) , através da equação de rigidez torcional (eq.(4.5))

$$\left[K = \frac{G \times J_0}{\ell} \right] \quad (5.11)$$

Para eixos redondos, o momento de inércia polar é igual a:

$$\left[J_0 = \frac{\pi D_e^4}{32} \right] \quad \text{para eixos cheios} \quad (5.12)$$

$$\text{e} \quad \left[J_0 = \pi \left(\frac{D_e^4 - D_i^4}{32} \right) \right] \quad \text{para eixos ocos} \quad (5.13)$$

O módulo de elasticidade transversal para aços de médio teor de carbono foi adotado; Faires (11):

$$G = 7,89 \times 10^{10} \text{ N/m}^2 \quad (8,05 \times 10^5 \text{ Kgf/cm}^2)$$

A rigidez da corrente foi determinada por:

$$\left[K_c = \frac{E_c \times A_c}{\ell_c} \times R_p^2 \right] \quad (5.14)$$

Foi verificado analiticamente que a rigidez dos dentes das engrenagens é muito alta em relação ao sistema global

$$\left[K_e = \frac{R_p^2 \times 3 \times E \times b \times T_b^2}{h^3 \times 12} \right] \quad (5.15)$$

Deve ser lembrado que a relação de transmissão influi na rigidez da transmissão, que é função quadrática da relação entre a velocidade de rotação do elemento e a velocidade de referência [13;31]. Assim, foi tomado como referência o eixo de $N=56,52$ rad/s. (540 rpm), e a rigidez dos elementos que giram a uma rotação diferente foi corrigida por um fator. Por exemplo, o eixo piloto cuja velocidade de rotação é de 1500 rpm e com rigidez estimada pela eq. (5.11) é de $K_p = 102,5 \times 10^3$ N-m/rad ($104,6 \times 10^4$ Kgf-cm/rad), foi corrigido para:

$$K'_p = \left(\frac{1500}{540} \right)^2 \times 102,5 \times 10^3 = 790,9 \times 10^7 \text{ N-m/rad}$$

$$(807,1 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad})$$

conforme Tab. 4.2.

Não foi considerado: a rigidez das estrias, rasgos da chaveta, dentes de engrenagens, rolamentos e caixas de engrenagens, por serem desprezíveis para o cálculo da rigidez global.

Os momentos de inércia das peças foram determinados pelo pêndulo de torção, onde foi possível, e as peças internas ao trator foram estimadas pelas eqs.(4.2) e (4.3) com dimensões levantadas em revendedores de peças. Por exemplo, para a engrenagem de $Z = 50$ dentes, que se localiza na entrada do eixo secundário, com raio $r = 92 \times 10^{-3}$ m, largura $b = 15 \times 10^{-3}$ m e uma densidade do aço de $\rho = 7,85 \times 10^3$ Kg/m³, foi estimado um momento de inércia de:

$$I = \frac{\pi}{2} \times 7,85 \times 10^3 \times 15 \times 10^{-3} \times (92 \times 10^{-3})^4 =$$

$$= 13,2 \times 10^{-3} \text{ Kg-m}^2$$

Os fatores de correção da velocidade de rotação, aplicados na determinação das constantes de rigidez torcional, devem ser usados para a transposição dos momentos de inércia determinados, a um eixo de rotação comum ($N=540$ rpm) (Tabs. 4.2 e 4.3).

O momento de inércia do volante do motor foi estimado em $I = 6,0 \text{ Kg-m}^2$ (60.000 Kg-cm^2), que se mostrou muito maior do que os outros componentes. Por isso, foi assumido que a transmissão está engastada no volante do motor, (Fig. 4.14).

Os dados de momento de inércia e constantes de rigidez da transmissão obtidos (Tab. 4.3) foram introduzidos num programa de computador (Apêndice C) segundo um diagrama de bloco (Apêndice B) para ser resolvido por etapas pelo método de Holtzer[31].

As frequências de vibração natural obtidos por este método foram:

$$f_{n1} = 25,6 \text{ Hz}; f_{n2} = 116,9 \text{ Hz}; f_{n3} = 169,2 \text{ Hz}$$

e outras maiores que estão fora da faixa em estudo.

Foi testada a influência da inclusão de elementos mais flexíveis na linha de transmissão, mas não apresentou mudanças significativas nos resultados quando a rigidez do elemento incluso é maior do que a rigidez global.

Um exemplo: a constante de rigidez do eixo piloto $K_p = 790,9 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$ ($807,1 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$) foi reduzida para $K_p = 79,09 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$ ($100 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$) e o novo sistema apresentou frequências naturais de $f'_{n1} = 25,6 \text{ Hz}$; $f'_{n2} = 116,9 \text{ Hz}$ e $f'_{n3} = 169,3 \text{ Hz}$.

Foi observado, através da análise de Holtzer, que a posição de um elemento mais flexível na transmissão tem pouca influência sobre as frequências naturais, pois o sistema se comporta como um modelo de massa e mola simples. Isto pode ser explicado pelo fato de que o momento de inércia preponderante de todo sistema torcional está concentrado no final da transmissão, ou seja,, no rotor de facas que, com um momento de inércia igual a $I_R = 11,77 \times 10^{-2} \text{ Kg-m}^2$, participa em 70% dos momentos de inércia em jogo.

A constante de rigidez deste modelo simples pode ser determinada pela equação da constante de rigidez equivalente para molas dispostas em série, ou experimentalmente.

Para encontrar a frequência natural do sistema torcional simplificado, a rigidez torcional da linha de transmissão de potência do volante do motor ao rotor de facas foi determinada experimentalmente, com aplicação de cargas torcionais ao rotor de facas, e medição das correspondentes deformações angulares.

Com o motor travado na polia do virabrequim, foram medidas as deformações angulares sofridas pelos eixos do rotor de facas e do cardan a cada aplicação de carga torcional no rotor.

Desta forma, foram obtidas as deformações angulares ocorridas no sistema global e na transmissão interna ao trator que, com as cargas torcionais aplicadas, foram lançadas num gráfico, donde se obtiveram curvas de regressão linear dos pontos. Assim, foram obtidas retas, cujos coeficientes angulares são iguais às constantes de rigidez torcional global e da transmissão interna

ao trator (Fig. 4.11).

O erro de leitura do ângulo de torção, devido à deformação do braço, foi corrigido (2,7%) e também foi verificado o erro cometido ao considerar arco igual à corda que, para ângulos pequenos $\theta \leq 24^\circ$ é inferior a 0,03% ($\sin\theta = \theta$).

Assim, foi obtida a constante de rigidez torcional global $K_g' = 6,05 \times 10^3$ N-m/rad ($6,2 \times 10^4$ Kgf-cm/rad) no eixo do rotor de facas que, transposta para um eixo de 540 rpm, será:

$$K_g = \left(\frac{220}{540} \right)^2 \times 6,05 \times 10^3 = 1,0 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$$

$$(1,03 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad})$$

A frequência natural do sistema simplificado de um grau de liberdade pode ser calculada em função de K_g e I_r (soma de todas as inércias do sistema) segundo a eq.(4.4):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1,0 \times 10^3}{17,08 \times 10^{-2}}} = 12,2 \text{ Hz}$$

Para a parte interna do trator, foi encontrada $X_t = 5,04 \times 10^3$ N-m/rad ($5,1 \times 10^4$ Kgf-cm/rad) e $N_t = 56,52$ rad/s. (540 rpm).

A constante de rigidez torcional do equipamento foi calculada posteriormente em função de K_g e K_t :

$$\left[\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_t} \right] \quad (5.16)$$

$$K_e = 12,6 \times 10^3 \text{ N-m/rad } (1,3 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}) \text{ e}$$

$$N_t = 56,52 \text{ rad/s. (540 rpm)}$$

Na determinação analítica das constantes de rigidez torcional para a utilização no método Holtzer (Tab. 4.3), foi obtido para o equipamento $K_e = 4,35 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$ ($4,44 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$) a $N_t = 56,52 \text{ rad/s. (540 rpm)}$; para o trator $K_t = 8,75 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$ ($8,93 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$); e para o sistema global $K_g = 2,9 \times 10^3 \text{ N-m/rad}$ ($2,96 \times 10^4 \text{ Kgf-cm/rad}$), que num sistema simplificado de um grau de liberdade, se obtém uma frequência natural de

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2,9 \times 10^3}{17,08 \times 10^{-3}}} = 20,7 \text{ Hz}$$

As diferenças entre os resultados experimentais e analíticos das constantes de rigidez são consideráveis, o que é explicado em parte pelas simplificações feitas conforme descrito anteriormente e também pela falta de dados sobre a rigidez do disco de fricção do trator.

Para determinar experimentalmente as frequências naturais foi introduzida uma vibração torcional forçada de frequência conhecida e variável até atingir condições de ressonância do sistema, resultando assim as seguintes frequências naturais:

$$f_{n1} = 19,4 \text{ Hz} ; f_{n2} = 23,0 \text{ Hz} ; f_{n3} = 28,0 \text{ Hz} ;$$

$$f_{n4} = 45,0 \text{ Hz}$$

com a caixa de câmbio desengrenada e a relação da transmissão em $R_t = 20/17$.

Com o trator engrenado na terceira velocidade e a rela

ção de transmissão em $R_t = 20/17$, foi obtido:

$$f_{n1} = 21,4 \text{ Hz} ; f_{n2} = 26,1 \text{ Hz} ; f_{n3} = 30,0 \text{ Hz} ;$$

$$f_{n4} = 36,0 \text{ Hz} .$$

Com relação de transmissão $R_t = 17/20$, foi obtido:

$$f_{n1} = 17,9 \text{ Hz} ; f_{n2} = 23,1 \text{ Hz} ; f_{n3} = 26,2 \text{ Hz} ;$$

$$f_{n4} = 36,0 \text{ Hz} .$$

A frequência $21,4 \text{ Hz} > 19,4 \text{ Hz}$ (determinadas pela res
sonância) é devida à soma da inércia da transmissão ao volante
do motor, teremos desta forma um sistema torcional que está en
gastado no volante do motor com maior rigidez inercial.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

- 1) Comparando os mesmos ensaios com velocidades de rotação do motor diferentes, nota-se que existem frequências que dependem da rotação, são as excitadoras; e frequências que não dependem da rotação, que são as frequências naturais.
- 2) É recomendável, sob o ponto de vista de minimizar as amplitudes de oscilação torcional, que a frequência natural de transmissão não esteja na faixa de frequências provenientes das juntas cardânicas, ou outras fontes geradoras de pulsos torcionais.
- 3) Compatibilidade Trator/Implemento - O trator certo para o implemento certo, não só em termos de categorias de pinos do sistema hidráulico de 3 pontos, rotação da TDP, potência necessária, mas também nas frequências naturais do sistema acoplado.
- 4) No projeto do acoplamento do implemento ao trator, deve-se reduzir no possível os ângulos das juntas cardânicas visando se reduzir o pico espectral de 18 Hz e com isso reduzir a relação torque máximo/torque médio, e conseqüentemente os efeitos da fadiga associados com esse fenômeno.
- 5) Os efeitos inerciais das massas contidas na transmissão da TDP podem gerar picos de torque que chegam a 2,88 vezes os valores médios.
- 6) Ao assumir o volante do motor como um engaste rígido de inércia infinita, não se está incorrendo num erro grande, o que foi confirmado na última tentativa de se achar as frequências

naturais, pois ao se engrenar a 3ª velocidade da transmissão (significa somar toda a inércia do trator em cima do volante), não alterou significativamente as frequências naturais do sistema.

- 7) A hipótese de um sistema torcional massa-mola de 1 (um) grau de liberdade simplifica, com boa margem de segurança (± 5 Hz), a análise para o caso da enxada rotativa em que existam inércias preponderantes nas extremidades da transmissão (rotor de facas).
- 8) Para determinação das frequências naturais do sistema acoplado, recomenda-se o uso do método de ressonância, por ser de resultados experimentais de maior confiabilidade.
- 9) Transmissão por correntes com engrenagens de baixo número de dentes induzem picos de torção, devido ao efeito poligonal, devem ser evitados ou feitos por correntes múltiplas de menor passo, se houver disponibilidade de espaço axial; ou incremento no número de dentes, se houver espaço radial. O número mínimo de dentes recomendado é de 17 dentes.
- 10) Na análise do espectro de frequências é importante observar se existem frequências dominantes com características de proporcionalidade, que possam implicar na existência de uma frequência fundamental e suas correspondentes harmônicas, no caso de um sinal periódico não senoidal. Caso da massa excêntrica detectada no rotor da enxada rotativa.

CAPÍTULO 7

SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

- Escolher um tema mais específico.
- Gravar os impulsos elétricos referentes à rotação do eixo em estudo.
- Observar com cuidado a escolha do material para o elemento sensível do transdutor (temperabilidade, soldabilidade, grau de confiança no material que a compõe, dados técnicos à respeito do material).
- Ensaiai outros implementos agrícolas.
- Analisar separadamente os elementos de máquinas que geram frequências bem determinantes.
- Na interpretação do espectro de frequências, deve-se considerar a possibilidade de um certo erro, devido a não ter tomado pulsos elétricos referentes à rotação do eixo da TDP, que poderá ser incluído em futuros trabalhos, através de um imã giratório acoplado à junta cardânica, e que induz picos de corrente ao passar por uma bobina estacionária, que podem ser gravados num canal separado do gravador.

CAPÍTULO 8

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - BAHASOEAN,A.A. and VERDUIN,M., An Instrument for Measuring the Power transmitted between the tractor PTO and the Agricultural Machine, Journal of Agricultural Engineering Research, 8(4):345-348, 1963.

- [2] - BEENY,J.M.; GREIG,D.J., The Efficiency of a Rotary Cultivator Journal of Agricultural Engineering Research, 10(1):5-9, 1965.

- [3] - BEENY,J.M., Rotary Cultivations of Wet Rise Land comparing of Blade Shape, Journal of Agricultural Engineering Research, 18(3):249-251, 1973.

- [4] - BLIGHT,D.P.; CARLOW,C.A., A Remote Indicating and Recording Torquemeter, Journal of Agricultural Engineering Research, 11(4):299-302, 1966.

- [5] - BROCH, J. T. , "Mechanical Vibration and Shock Measurements". Brüel & Kjaer, pp. 5-33,1972

- [6] - BURROUGH,D.E., Power and Torque Distribution in Farm Machine Driveshafts, Agricultural Engineering, 34(6):382-384, 1953.

- [7] - CRANDALL,S.H. and MARK,W.D., Random Vibrations in Mechanical Systems, Press of the Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, pp. 1-53, 1958.

- [8] - CROLLA,D.A., Torcional Vibration Analysis of Tractor and Machine PTO, Journal of Agricultural Engineering Research, 23(3):259-272, 1978.
- [9] - CROLLA,D.A.; CHESTNEY,A.A., Field Measurements of Driveline Torques imposed on PTO driven machinery, Journal of Agricultural Engineering Research, 24(2):157-181, 1979.
- [10] - FORAEST, P.G., "Fatigue of Metals", Pergamon Press, Great Britain, pp. 93-127, 1962.
- [11] - FAIRES,V.M., "Elementos Orgânicos de Máquinas I", Livros Técnicos e Científicos Ed. S.A., pp. 39-58, 1976.
- [12] - HANSEN,M., Loads imposed on Power take-off (PTO) Shafts by Farm Implements, Agricultural Engineering, 33(2):67-70, 1952.
- [13] - den HARTOG, J.P., "Vibrações nos Sistemas Mecânicos", Ed. da Univ. de São Paulo, pp. 153-167, São Paulo, 1972.
- [14] - HENDRICK,J.G. and GILL,W.R., Rotary Tiller Desing Parameters- Part I: Direction of Rotation, Trans. of the ASAE, 14(4): 669-674, 1971.
- [15] - HENDRICK,J.G. and GILL,W.R., Rotary Tiller Desing Parameters- Part II: Depth of Tillage, Trans. of the ASAE, 14(4): 675-678, 1971.

- [16] - HENDRICK, J.G. and GILL, W.R., Rotary Tiller Design Parameters-
Part III: Ratio of Perimetral and Forward Velocities,
Trans. of the ASAE, 14(4):679-683, 1971.
- [17] - HILTON, D.J. and Chestney, A.W., The Reduction of Torcional
Vibration in Rotary Cultivators by means of resilience
cupling, Journal of Agricultural Engineering Research,
18(1):47-54, 1973.
- [18] - HETH, S.C., The Use of Strain gage for Farm Equipment Design,
Agricultural Engineering, 28(11):509-512, 1947.
- [19] - JENSEN, J.K., Experimental Stress Analysis, Agricultural
Engineering, 35(9):625-629, 1954.
- [20] - KUHL HARAL, "Strain-gage: Theory and Handling", Ed. Phillips
Elektronik Industrie GnbH, Hamburg, MMA Dept?,
- [21] - MACDUFF, J.N. and CURRERI, J.R., "Vibration Control", McGraw-
Hill Book Co. Inc., pp. 288-345, New York, 1958.
- [22] - MANDAYAG, A.F., "Metal Fatigue Theory and Design", John Wiley
& Sons Inc., pp. 170-203, New York, 1969.
- [23] - OSTLE, B. "Statistics in Research", Iowa State Univ. Press,
pp: 164-170; 22-230, 1963.

- [24] - OLIVEIRA, J.B.; MARK, J.R.F.; ROTTA, C.L., "Levantamento Pedológico Semi-detalhado dos solos do Estado de São Paulo", IBGE, 1979.
- [25] - PERRY, C.C. and LISSNER, H.R., "The Strain gage Primer", McGraw-Hill Book Co. Inc., pp: 1-280, New York, 1955.
- [26] - RICHARDSON, R.D., Some Torque Measurement taken on a rotary cultivator, Journal of Agricultural Engineering Research, 3(1):66-68, 1958.
- [27] - SCHOENLEBER, L.H., Strain gage and Stresscoat in Machinery Design, Agricultural Engineering, 36(5):309-317, 1955.
- [28] - SHIGLEY, J.E., "El Proyecto en Ingenieria Mecanica", McGraw-Hill, pp. 558-569, Madrid, 1965.
- [29] - SHIGLEY, J.E., "Cinemática dos Mecanismos", Ed. USP, pp. 366-370, 1979.
- [30] - TAYLOR, P.A. and WILLSON, E.R., A Dual Range Torquemeter for a Tractor PTO, Journal of Agricultural Engineering Research, 8(4):310-311, 1963.
- [31] - THOMSON, W.T., "Theory of Vibration with Applications", Prentice-Hall, Inc., pp. 219-260, Englewood Cliffs, New Jersey, 1972.

- [32] - TIMOSHENKO,S.; YOUNG,D.H.; WEAVER, W., Jr., "Vibrations Problems in Engineering", John Wiley & Sons, pp. 13-19, 1974.
- [33] - TIMOSHENKO,S.P., "Resistência dos Materiais", Ed. Univ. de São Paulo, pp. 57-86; 291-300; 322-326, 1974.

APÊNDICES

APÊNDICE A

JUNTA UNIVERSAL - HOOKE

A Fig. 9.1 mostra a conhecida junta de Hooke ou Cardan. Ela consta de duas forquetas, que são os membros acionador e acio

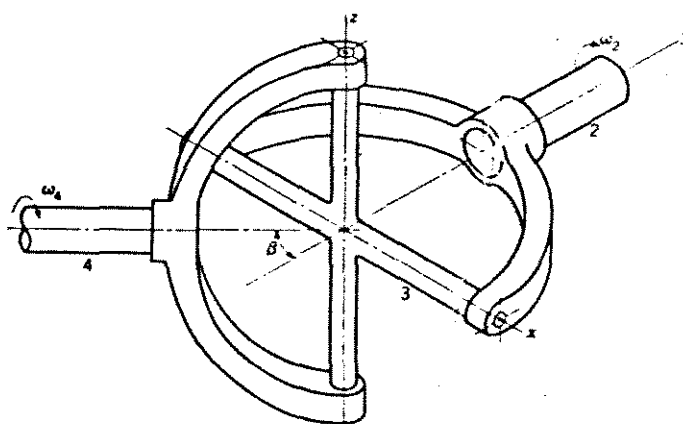


Fig. 9.1 - Forquetas da Junta Cardan

nado, e uma cruzeta que é a peça de conexão. Uma das desvantagens dessa junta é que a razão de velocidade não é constante durante a rotação. A Fig. 9.2 é um diagrama polar de velocidade angular, que mostra a velocidade angular de ambos, acionador e acionado, para uma revolução completa da junta. Como o membro acionador é admitido com uma velocidade angular constante, seu diagrama polar é um círculo. Mas, o diagrama para o membro acionado é uma elipse que cruza o círculo em quatro lugares. Isto significa que há quatro instantes durante uma simples rotação, quando as velocidades angulares dos dois eixos são iguais. Durante o tempo restante, o eixo

Análise: Na Fig. 9.4, o eixo de acionamento 2 é conexo ao eixo acionado 4, por meio da cruzeta de conexão 3. As linhas de centro do eixo se interceptam em O, produzindo o ângulo do eixo β . Os extremos da cruzeta se ligam à forqueta de acionamento nos pontos A e B, e à forqueta acionada em C e D.

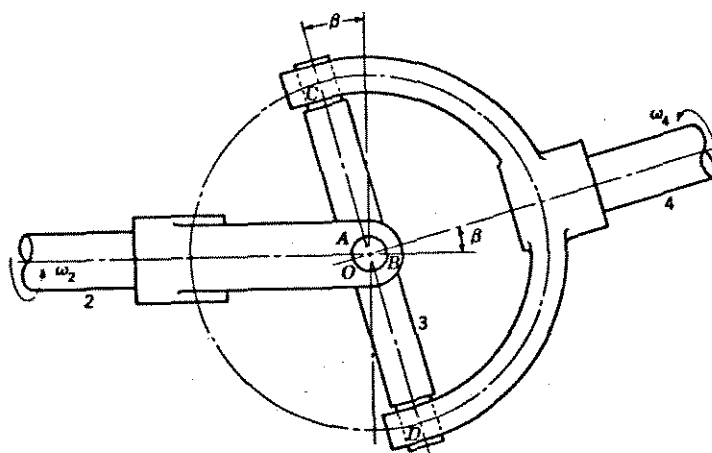


Fig. 9.4 - As forquetas dispostas num ângulo diferente

Durante o movimento, a linha AB descreve um círculo num plano vertical perpendicular ao desenho; e a linha CD, outro círculo em um plano que forma um ângulo β com o vertical. Esses dois são grandes círculos da mesma esfera, estando o centro em O. Os pontos A e C sempre permanecem na mesma distância, isto é, 90° do arco do grande círculo. O máximo desvio da razão de velocidade angular ocorre quando cada ponto A, ou C, está na interseção dos grandes círculos.

Os dois grandes círculos, sobre os quais A e C percorrem, estão ilustrados de novo na Fig. 9.5. Os círculos se interceptam em D e são mostrados separados pelo ângulo do eixo β . Fazamos o ponto A percorrer uma distância θ do ponto de interseção.

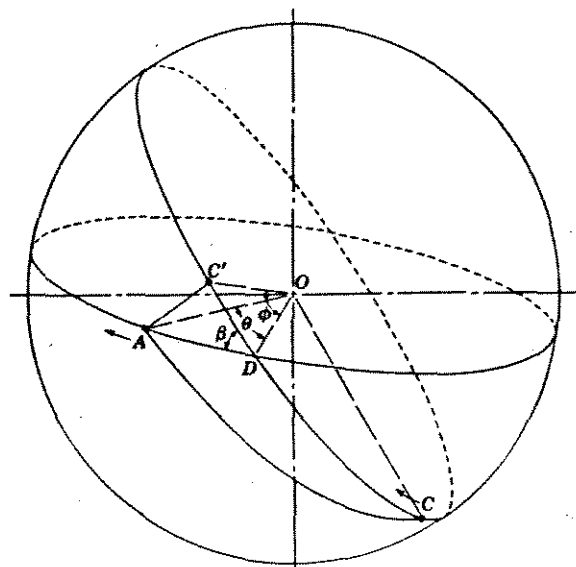


Fig. 9.5 - Lugar geométrico descrito pelos extremos da cruzeta de conexão

Então, o ponto C será localizado no arco do grande círculo AC, 90° atrás de A. Localize agora C', 90° à frente de C, sobre o grande círculo que C percorre. Os triângulos AC'D e AC'C são esféricos. Os arcos AC e C'C são de 90° e, desta forma, os ângulos COAC e AC'C são ângulos esféricos retos. Então, temos o triângulo esférico reto AC'D em que o ângulo AC'D é reto, C'DA é o ângulo do eixo, β , o arco AD é o ângulo através do qual gira o eixo motor, e o arco C'D, designado por ϕ , é o arco através do qual gira o eixo acionado. De acordo com a fórmula do triângulo retângulo, da trigonometria esférica,

$$\cos \beta = \operatorname{tg} \phi \cotg \theta \quad (9.1)$$

A fim de obter a relação entre as velocidades angulares, a equação é reordenada para

$$\operatorname{tg} \phi = \cos \beta \operatorname{tg} \theta \quad (a)$$

Diferenciando

$$\phi \sec^2 \phi = \theta \cos \beta \sec^2 \theta \quad (b)$$

Como $\phi = \omega_4$ é a velocidade angular do acionado, e $\theta = \omega_2$ é a velocidade angular do acionador, a razão dessas velocidades é

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{\cos \beta \sec^2 \theta}{\sec^2 \phi} = \frac{\cos \beta \sec^2 \theta}{1 + \tan^2 \phi} \quad (c)$$

É conveniente eliminar ϕ ; substituindo a eq.(a) em (c), dá

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \theta \sin^2 \beta} \quad (9.2)$$

Se admitirmos constante o ângulo do eixo, β , o máximo valor da eq.(9.2) ocorre quando $\sin \theta = 1$, isto é, quando $\theta = 90^\circ$, 270° , etc. O denominador é maior quando $\sin \theta = 0$, e sua condição dá a mínima razão das velocidades.

Se a diferença entre a máxima e a mínima razões da eq. (9.2) for expressa em porcentagem e traçada em relação ao ângulo do eixo, é obtida uma curva útil na avaliação das juntas universais. A Fig. 9.6 foi obtida desta maneira, para os ângulos de eixo até 28° .

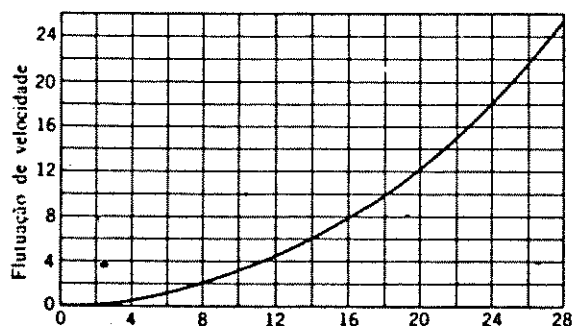
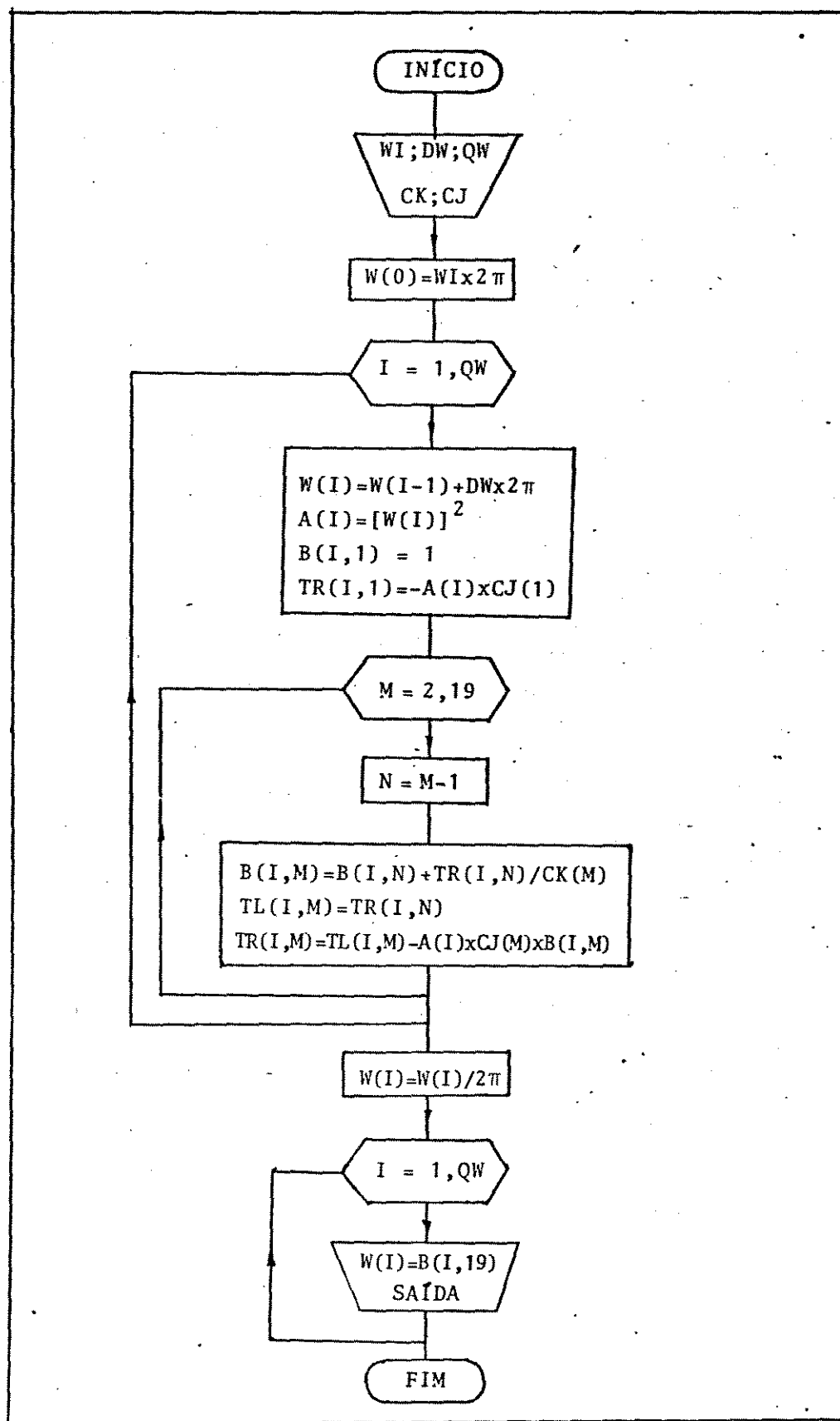


Fig. 9.6 - Relação entre o ângulo do eixo e a flutuação em velocidade de uma junta universal

APÊNDICE B

DIAGRAMA DE BLOCOS PARA RESOLUÇÃO DO PROBLEMA TORCIONAL
MÉTODO DE HOLTZER




```

CLS
0 DIM A(110),B(110,20),CJ(30),TR(110,20),TL(110,20),CK(20),W(110)
0 FOR I=1 TO 18
0 READ CJ(I)
5 CJ(I)=CJ(I)*0.01
0 NEXT I
0 FOR I=2 TO 19
0 READ CK(I)
5 CK(I)=CK(I)*1000
0 NEXT I
3 INPUT "ENTRE COM A FREQUENCIA INICIAL (WI) ";WI
4 LPRINT "FREQUENCIA INICIAL =";WI
3 INPUT "ENTRE COM OS INCREMENTOS DE FREQUENCIA (DW) ";DW
6 INPUT "ENTRE COM A QUANTIDADE DE ITERACOES DE FREQUENCIA (QW) ";QW
7 LPRINT "INCREMENTOS      =";DW
3 LPRINT "No. DE ITERACOES  =";QW
7 LPRINT
3 W(0)=WI*2*3.1415926
3 FOR I=1 TO QW
10 W(I)=W(I-1)+DW*2*3.1415926
0 A(I)=W(I)^2
0 B(I,1)=1
0 TR(I,1)=-A(I)*CJ(1)
0 FOR M=2 TO 19
0 N=M-1
0 B(I,M)=B(I,N)+TR(I,N)/CK(M)
0 TL(I,M)=TR(I,N)
0 TR(I,M)=TL(I,M)-A(I)*CJ(M)*B(I,M)
0 NEXT M
0 NEXT I
0 FOR I=1 TO QW STEP 2
2 IF I>QW THEN 270
5 W(I)=W(I)/2/3.1415926
7 W(I+1)=W(I+1)/2/3.1415926
0 LPRINT W(I); " --> ";B(I,19),W(I+1); " --> ";B(I+1,19)
0 NEXT I
0 DATA 1.31,1.31,1.31,1.31,1.31,1.31,1.31,1.31,1.31,1.34,.36,.57,.55,.40,.67,.70,.05,.06,1.62,602.12
5 DATA 94.5,94.5,94.5,94.5,94.5,94.5,94.5,94.5,22.5,83.0,19.5,136.0,60.2,75.1,16.7,45.6,32.0,790.9
0 END

```